



TITLE:

DBB法を用いたNC工作機械の運動 精度の測定と改善に関する研究(Dissertation_全文)

AUTHOR(S):

井原, 之敏

CITATION:

井原, 之敏. DBB法を用いたNC工作機械の運動精度の測定と改善に関する研究. 京都大学, 1992, 博士(工学)

ISSUE DATE:

1992-07-23

URL:

<https://doi.org/10.11501/3062639>

RIGHT:

新 制

工

884

京大附図

DBB法を用いたNC工作機械の
運動精度の測定と改善に関する研究

1992

井 原 之 敏

DBB法を用いたNC工作機械の
運動精度の測定と改善に関する研究

1992

井 原 之 敏

目 次

第1章 緒 言	1
第2章 DBB法による運動精度測定法	3
2.1 緒 論	3
2.2 誤差ベクトルの定義とDBB測定	4
2.2.1 誤差ベクトル	4
2.2.2 DBB測定法の原理	5
2.3 DBB装置の試作とその精度検査	6
2.3.1 DBB装置の構成	6
2.3.2 DBB装置の精度検定	8
2.4 DBB法によるNC工作機械の送り運動精度検定	12
2.4.1 DBB測定法	12
2.4.2 精度検査例	15
2.4.3 DBB測定法の検証実験	16
2.5 結 論	23
第3章 運動誤差の分類と誤差ベクトルによる記述	25
3.1 緒 論	25
3.2 運動誤差の種類と記述方法	26
3.3 誤差ベクトルによる機械の誤差の表記	28
3.3.1 3次元座標測定機の誤差ベクトル	28
3.3.2 工作機械の誤差ベクトル	30
3.4 実験装置と方法	36
3.4.1 3次元座標測定機の誤差ベクトルの測定	36
3.4.2 固定式DBB装置による3次元座標測定機の誤差測定	38
3.5 測定結果と考察	41
3.5.1 3次元座標測定機の誤差ベクトルの測定	41
3.5.2 固定式DBB装置による3次元座標測定機の誤差測定	41
3.5.3 両者の対応	45
3.6 結 論	46

第4章 機械構造が運動精度に及ぼす影響	47
4.1 緒 論	47
4.2 各種の誤差原因によって生じる運動誤差の理論解析	47
4.2.1 個々の誤差原因による誤差ベクトルと軌跡パターン	47
4.2.2 案内系	48
4.2.3 ボールねじ送り駆動系	63
4.3 検証実験	69
4.3.1 案内面の真直度誤差	69
4.3.2 基礎の据え付け不良による誤差	72
4.3.3 重量の移動による誤差	74
4.3.4 接触剛性不足と隙間による誤差	76
4.4 結 論	79
第5章 サーボ系が運動精度に及ぼす影響	81
5.1 緒 論	81
5.2 理論解析	82
5.2.1 検出器のノイズによる周期的誤差	82
5.2.2 スティックモーション	84
5.2.3 位置ループゲインの不一致による誤差	85
5.2.4 サーボの応答遅れによる半径減少	86
5.3 実験装置と方法	89
5.3.1 被測定機械	89
5.3.2 NCの内部データ記録機能	94
5.3.3 スティックモーションおよび円弧補間における ロストモーションの測定法	95
5.3.4 直線補間におけるロストモーションの測定法	96
5.3.5 周期的誤差の測定	96
5.4 実験結果と考察	96
5.4.1 機械JにおけるDBB測定例	96
5.4.2 ループゲインの不一致の影響	98
5.4.3 半径減少量	98
5.4.4 検出器のノイズによる周期的誤差	99
5.4.5 ロストモーションの生成機構	101

5.4.6	スティックモーションの生成機構	106
5.4.7	周期的誤差の生成機構	109
5.5	結 論	113
第 6 章	DBB法による運動誤差原因の診断法	115
6.1	緒 論	115
6.2	円弧補間試験法とそれを用いた誤差原因診断の原理（診断の考え方）	116
6.2.1	診断を考慮した誤差原因の分類	116
6.2.2	診断法の概要	119
6.2.3	診断手順	121
6.3	診断例	127
6.4	結 論	139
第 7 章	フィードフォワード補正による運動精度の改善	140
7.1	緒 論	140
7.2	NC補正の考え方・アルゴリズム	141
7.2.1	半径減少補正	141
7.2.2	スティックモーション補正	142
7.2.3	ロストモーション補正	143
7.2.4	直角度誤差・真直度誤差の補正	145
7.2.5	周期的誤差の補正	147
7.3	実験装置と方法	148
7.3.1	被測定機械	148
7.3.2	半径減少補正	148
7.3.3	スティックモーション補正	150
7.3.4	ロストモーション補正	150
7.3.5	直角度誤差・真直度誤差の補正	151
7.3.6	周期的誤差の補正	152
7.4	実験結果と考察	152
7.4.1	半径減少補正	152
7.4.2	スティックモーション補正	158
7.4.3	ロストモーション補正	160
7.4.4	直角度誤差・真直度誤差の補正	166
7.4.5	周期的誤差の補正	168

7.5 結 論	169
第8章 結 言	172
謝 辞	175
参考文献	176

第1章 緒 言

今日、工作機械はNC方式のものが主流である。機械加工においてNC工作機械は最も基本的な生産設備として一般化し、FA化対応、加工精度の向上、納期短縮、コスト低減などさまざまな目的のために広く利用されている。ことに生産設備の省人化や、部品の多様化の流れのなかで適応範囲が広く、加工の変更に对应しやすいマシニングセンタの増加には目をみはるものがある。

このような状況にあって、NC工作機械は多様な要求に応えるべく、その性能改善が強く望まれている。性能改善要求の中で最も強く望まれているのは、FA化と共に高能率、高精度加工の実現である。従って、工作機械の性能を評価する主な基準として、精度と能率があげられることになる。つまり、高精度な加工ができることと、加工に要する時間が短いことが高性能な工作機械の必須条件である。NC工作機械の加工精度と加工能率(粗加工の場合は主としてびびりに対する加工限界で決まる)を支配する因子は非常に多数あるが、それらの関係は図1.1のように表すことができる。

図1.1中に示されているように加工精度に支配的な影響を与える要因として工作機械の運動精度がある。工作機械に運動誤差があると、加工形状にそれが転写されて加工誤差が大きくなるので、運動精度を知ることは高精度な加工には不可欠である。機械を構成する

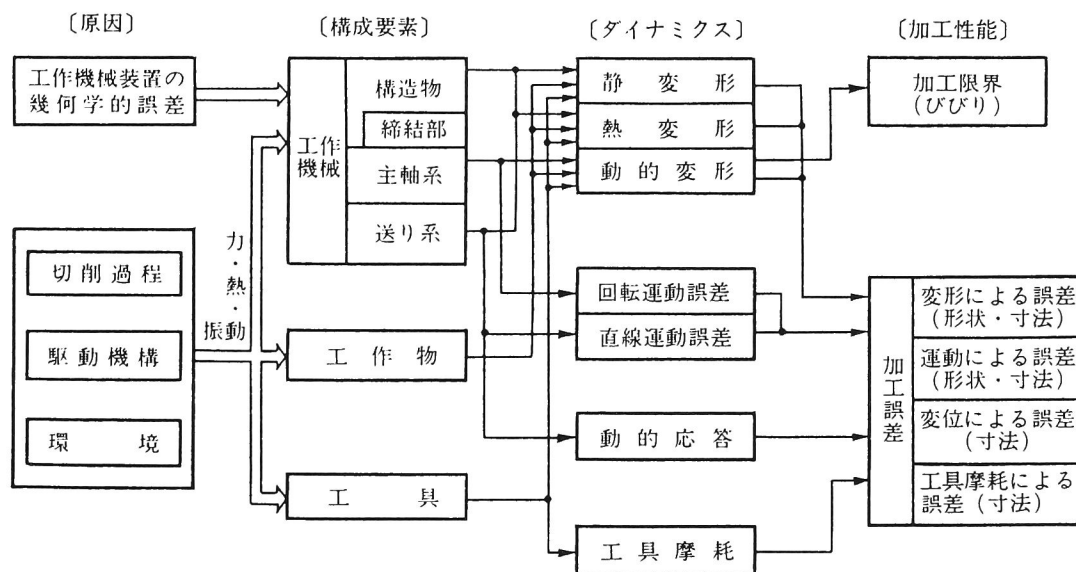


図1.1 工作機械の加工精度と加工限界を支配する因子の関係

各々の要素の寸法・形状精度が悪ければ、運動精度は悪くなるが、組立て段階のミスや、NC工作機械の場合はさらに制御系の調整によっても影響を受ける。

一方、工作機械は長い歴史を持っており、本研究の主たる対象であるマシニングセンタも出現以来はや30年近く経過した。従って工作機械メーカーには工作機械の製造に関して多くのノウハウが独自に蓄積されてきた。工作機械の構造に関しては、SchlesingerやKoenigsbergerらの古典的な名著があり^{1)・2)}、それらに工作機械の構造が詳しく述べられている。基本的にそれらは現在でも正しいが、部分的には現在では正しくない記述もある。それはそれらの本が書かれた時代にはNC工作機械は存在せず、オペレータによって工作精度が全面的に管理されていたのに対し、現在ではオペレータの関与は最小限に抑えようとされていることによる。すなわちそれらの頃には一方向位置決めのみで加工されていたのに対し、現在の工作機械においては双方向の位置決めが行われているからである。

こういった最近のNC工作機械(特に制御装置)の発達や需要に対して、その送り運動精度に関する研究が追いついていないのが現状である。本研究では、最近のNC工作機械の構造、制御方式等を詳細に調べ、使用法を考慮した上で、その運動精度について研究を行った。

本研究の内容は、次の通りである。

第2章では、最近の向上したNC工作機械の運動精度に関して、それを検査する方法として新しくDBB測定法を考案し、その測定精度について確認を行った。

第3章では、NC工作機械の送り運動の誤差の表現法としての、誤差ベクトル法について研究した。

第4章と第5章では、NC工作機械の運動誤差について、誤差ベクトル法で記述し、DBB測定により検証実験を行った。

第6章では、DBB測定を用いて、現用のNC工作機械の運動誤差を診断する方法について研究した。

第7章では、NC補正によるNC工作機械の運動精度向上に関する研究を行った。

第2章 DBB法による運動精度測定法

2.1 緒 論

現在、JISにおいては工作機械の運動精度を確かめるために、一般にダイレクトテストと呼ばれている加工精度の検査項目があり、円弧補間が可能なNCフライス盤、マシニングセンタ(以後MCと略す)では ①直線切削による寸法、形状精度の検査 ②中ぐりによる位置決め精度の検査 に加えて ③エンドミルを用いた円形外径切削による形状精度の検査により、実際の工作物の形状精度でNC工作機械の運動精度を検査することが定められている(JIS B6333, B6336)。

これらの検査は、組立工程の後の、最終調整の段階で行われ、実際の加工がどのような精度で行えるのかが、工具や工作物とその保持法の影響なども含めて総合的に一目瞭然にわかるという利点もある。しかし加工が終了した後、3次元座標測定機、真円度測定機、あらさ計などによる加工物の精度測定を必要とし、手間と時間がかかる上に、それらの測定機の測定精度の問題があるため、大半は形式的に行っているのが実情である。

今日のように、部品加工などの他の工程がFMSなどで自動化、省力化されてくると、組立、検査、最終調整などに要する人員と時間を減らしたいという要望が高まってきている。従来、工作機械の精度検定にはレーザ干渉測長機、オートコリメータ、ブロックゲージ、スコヤ、ストレートエッジマスタなどが使用されているが³⁾⁻¹⁰⁾、これらの検査は熟練した技能者が長時間かけて行っており、原理上自動化、省力化が困難であり、別の手法の開発が望まれている。

そこで、これらの目的に適していると思われるダブルボールバー(Double Ball Bar、以後DBBと略す)を用いた運動精度の測定法について研究することとした。DBBとは、3次元的な誤差(volumetric error)を測定するために、アメリカ合衆国のLLNL(Lawrence Livermore National Laboratory)で考案された、高精度な球と磁気座を使う装置で、球面上の座標を高精度に測定できるものである¹¹⁾。DBBには2種類あり、2つの球をバーで固定しただけのものは、手動式3次元座標測定機に用いられ、既にASMEの3次元座標測定機の暫定規格(ANSI/ASME B89-1-12)にも採用されている¹²⁾。他方、2つの球をつなぐバーに伸縮機構またはスライド機構を取り付け、その伸縮量を読み取ることができるようにしたものがあり、これはNC駆動で円弧補間送りができる3次元座標測定機、旋盤、フライス盤、MC、中ぐり盤、プラノミラー、ジグボーラ、ジグ研削盤、産業用ロボットなどの運動精度を測定することができる。

この伸縮式のDBBによる測定では、測定装置自体は球面上の任意の測定点をとることができるが、実際には1軸の運動を固定し、他の2軸に円弧補間送りをさせて円弧上の点を取り、バーの伸縮量を拡大して平面上に極座標表示し(これを運動誤差軌跡と呼ぶ)、それらを組合せて解析して3次元精度の評価を行うのが通例である。加えて、現存する大多数のNC工作機械、NC3次元座標測定機の場合は、プログラム上、球面上を複雑に動かせる(例えば球面上をスパイラルに)ことはできないので、その面からも同時2軸送りの円弧上で測定した結果しか得られない。

本章の概要は次のとおりである。

2.2節では、本研究で用いた、機械の位置の誤差をベクトルで表現する方法を示す。次に試作したDBB装置のシステム構成を示し、DBB装置各部の形状精度やDBB装置の測定精度について検討する。2.3節では、DBB装置を用いてNC工作機械の運動誤差を測定して、機械の運動誤差の評価を行う。2.4節では、現在DBB測定とよく似た目的で行われているいくつかの測定法について考察し、そのうちもっとも基礎的なダイレクトテストのうちの円形外径切削を行った際の加工形状誤差と比較検討する。

2.2 誤差ベクトルの定義とDBB測定

2.2.1 誤差ベクトル

NC工作機械に対し、工具先端が、ある時刻に機械上の3次元直交座標系内のある点 $P(X, Y, Z)$ に位置する指令を与えたとき、実際には工具先端が点 $P'(X', Y', Z')$ にあったとする。この場合、誤差およびドループのない理想的な機械ならば $P=P'$ となるのだが、そのような機械は実際には存在せず、一般には $P \neq P'$ となる。よって、点 P でのドループを含む誤差を、

$$\begin{aligned} C_x &= X' - X \\ C_y &= Y' - Y \\ C_z &= Z' - Z \end{aligned} \quad , \quad \vec{C} = (C_x, C_y, C_z) \quad (2.1)$$

とおき \vec{C} で表すことができる。 \vec{C} はある点での誤差ベクトルを示し、点 P の関数である。

【注】 位置の誤差の符号は、寸法の誤差の符号とは違って一般に認識されることはないため明確な定義はされていないが、本研究では(誤差)=(現在の真の値)-(指令値)と定義する。ここで現在の真の値とは、単なるNCの表示値ではなく、真の座標系で表した値である。これにより、誤差が正の値ならば、現在の真の値のほうが指令値より大きいということになる。寸法誤差などと同じ扱いとなるため、通常感覚に合致することが期待できる。ただし、3章で後述するように、3次元座標測定機を対象とした場合、この定義で

は (誤差) = (現在の真の値) - (表示値) となる。測定機では入力在工作物などで出力が表示値であるから、工作機と違って立場が逆転するので、感覚がずれるかも知れない。また、必要に応じて現在の真の値を表す記号に '(prime)' を付した。

2.2.2 DBB測定法の原理

NC工作機械により、機械上の座標で $P_0(X_0, Y_0, Z_0)$ にあるDBB装置のテーブル側の球の中心を中心として半径 R で円弧補間運動をさせる (図2.1)。このとき、主軸側の球の中心を機械の指令値で $P_1(X_1, Y_1, Z_1)$ とすると、ピタゴラスの定理より、

$$\begin{aligned} R^2 &= (X_1 - X_0)^2 \\ &+ (Y_1 - Y_0)^2 \\ &+ (Z_1 - Z_0)^2 \end{aligned} \quad (2.2)$$

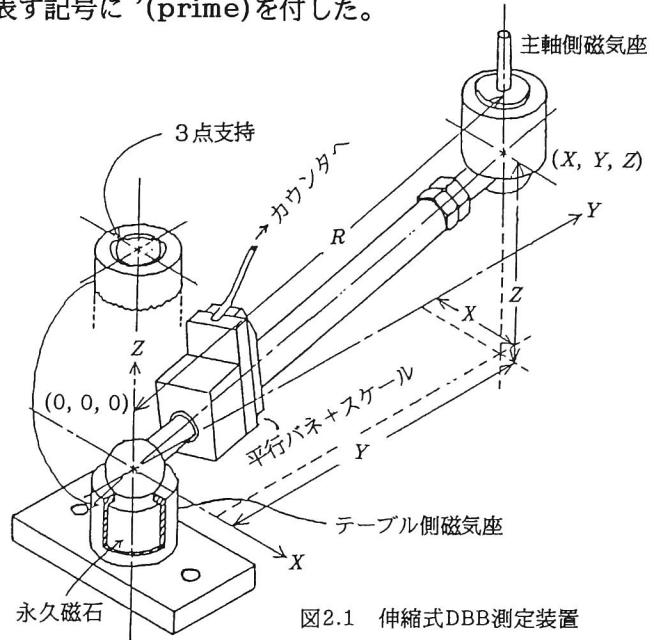


図2.1 伸縮式DBB測定装置

となっている。しかしNC工作機械上での座標および指令値は、誤差(およびドループ)を含んでいる。その誤差ベクトルを点 P_0 で $\vec{C}_0 = (C_{x0}, C_{y0}, C_{z0})$ 、点 P_1 で $\vec{C}_1 = (C_{x1}, C_{y1}, C_{z1})$ とすると、テーブル側の球の中心 $P_0'(X_0', Y_0', Z_0')$ と主軸側の球の中心 $P_1'(X_1', Y_1', Z_1')$ 間の距離は一定値 R とはならず、バーは伸び縮みする。その伸縮量を ΔR とする(伸びる方向を正とする)と、ピタゴラスの定理より、

$$\begin{aligned} (R + \Delta R)^2 &= (X_1' - X_0')^2 + (Y_1' - Y_0')^2 + (Z_1' - Z_0')^2 \\ &= \{(X_1 + C_{x1}) - (X_0 + C_{x0})\}^2 + \{(Y_1 + C_{y1}) - (Y_0 + C_{y0})\}^2 \\ &+ \{(Z_1 + C_{z1}) - (Z_0 + C_{z0})\}^2 \end{aligned} \quad (2.3)$$

となる。両辺を展開し、誤差の2乗の項は微小なので無視すると、

$$\begin{aligned} R^2 + 2R\Delta R &= (X_1 - X_0)^2 + (Y_1 - Y_0)^2 + (Z_1 - Z_0)^2 \\ &- 2\{(X_1 - X_0)(C_{x1} - C_{x0}) + (Y_1 - Y_0)(C_{y1} - C_{y0}) \\ &+ (Z_1 - Z_0)(C_{z1} - C_{z0})\} \end{aligned} \quad (2.4)$$

$$\text{または } \Delta R = \overrightarrow{P_0P_1} \cdot (\vec{C}_1 - \vec{C}_0) / |\overrightarrow{P_0P_1}|$$

(ここに $\vec{A} \cdot \vec{B}$ はベクトル \vec{A} と \vec{B} の内積)

式(2.4)に式(2.2)を代入して

$$\Delta R = \frac{1}{R} \{ (X_1 - X_0)(C_{x1} - C_{x0}) + (Y_1 - Y_0)(C_{y1} - C_{y0}) + (Z_1 - Z_0)(C_{z1} - C_{z0}) \} \quad (2.5)$$

となる。いま簡単のために、

$$\begin{aligned} (X_1 - X_0, Y_1 - Y_0, Z_1 - Z_0) &= (X, Y, Z) = \overrightarrow{OP} \\ (C_{x1} - C_{x0}, C_{y1} - C_{y0}, C_{z1} - C_{z0}) &= (C_x, C_y, C_z) = \vec{C} \end{aligned} \quad (2.6)$$

とおくと、式(2.5)は

$$\Delta R = \frac{1}{R} (XC_x + YC_y + ZC_z) \quad (2.7)$$

$$\text{または } \Delta R = \overrightarrow{OP} \cdot \vec{C} / |\overrightarrow{OP}|$$

となる。

式(2.7)(DBB測定の基本式と呼ぶ)により、DBB測定での測定結果と2.2.1項で述べた誤差ベクトルとを結び付けることができる。

DBB法は球面上の任意の断面で測定可能であるが、2.1節で述べたように現在のNC工作機械のほとんどは円弧補間送りの際に同時2軸制御しかできないので、1軸を固定した平面内の円周(全周または半周)上で測定し、直交する3平面について測定した結果を組み合わせ、3次元の運動精度を評価するので、基本式(2.7)の3つの項のうち2項を組み合わせた式を用いる。

2.3 DBB装置の試作とその精度検査

2.3.1 DBB装置の構成

試作したDBB装置の検出部は図2.2及び図2.3に示すように、2個の高精度な球を熱膨張の小さいバーで連結したもので、バーにモアレスケールを付属させている。両端の球を磁力で3点支持の球面座に吸着させ、2つの球の中心間の距離の変化をモアレスケールで読み取り、そこからの信号をデジタルカウンタ【表示ユニット：(株)東京精密

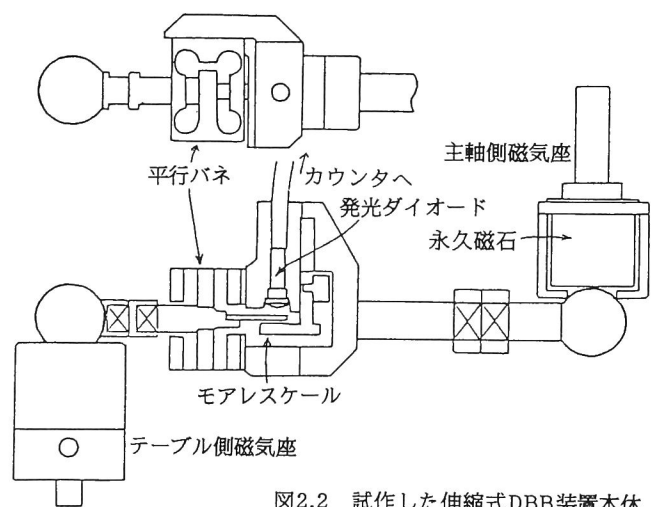


図2.2 試作した伸縮式DBB装置本体

MINIAX DH-110A】でAD変換して表示し、カウンタからの数値をパソコン【日立パーソナルコンピュータ MB-S1】で処理、記憶し、XYプロッタ【GRAPHTEC マイプロットII MP-1000】を用いて基礎円からの偏差として運動誤差軌跡を描くというシステムである(図2.4)。バーの伸縮部には平行バネを使用した。これはモアレスケールが回転を嫌うことと、バーの伸び縮みに要する力を小さくし、かつバーと直角をなす方向の剛性を高めるためである。ストロークは約1mmである。

本研究で採用したシステムでは回転角 θ の検出は行わず、円弧補間送りの周速 F とパソコンのサンプリングタイムから計算される見かけの回

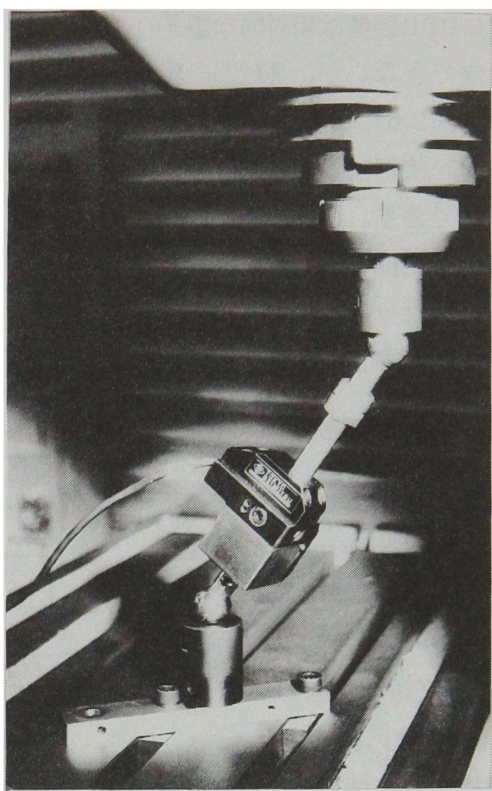


図2.3 DBB本体を機械にとりつけたところ

転角 θ' を用いて極座標表示している。したがって高速送りの際の加減速時の回転角 θ' は多少の誤差を含んでいる。これを防ぐためにはロータリエンコーダを使用するか、NCの座標値を取り出して回転角 θ を計算するか、どちらかの方法を用いなければならない。前者はDBB装置の検出部の簡易性と、球面座を用いることによる3次元空間で回転できる簡易性を阻害し、非常に使用しにくくする。後者はできれば理想的であるが、一般に市販されているNC工作機械は座標値の外部出力端子を備えていないので、一般には不可能である。以上のような理由でDBB測定では回転角 θ の検出は行わないこととした。

通常 0.2° ごとに1回運動誤差 ΔR を検出できるようにパソコンのサンプリングタイムから周速 F を選定することにした。したがって 360° の測定を行う場合には1800点、 180° の場合には900点のサンプリングを行った。

主軸側の磁気座はコレットチャックまたはミリングチャックと工具ホルダを介して主軸に取り付ける。DBB測定にあたって球中心と主軸中心のアライメントをとる必要はない。

テーブル側の磁気座は、立型機の場合はテーブル上に直接取り付けが、横型機の場合はイスケールまたはマスブロックを介して取り付ければよい(図2.5参照)。

一般にDBB装置は相対的な誤差しか測定できないが、2球間の絶対寸法は図2.6に示すDBB用の検定ゲージを使用することにより知ることができる。この検定ゲージ上にDBB検出部を取り付けてカウンタをゼロセットしてから、工作機械に移して測定する。

2.3.2 DBB装置の精度検定

DBB法の測定精度を評価するために、試作したDBB装置の精度検査と解析を次の項目について行った。

- ① 球の真球度、座(テーブル側・主軸側)の真円度

DBB検出部に使用する球は、(株)天辻鋼球製で、軸受鋼(SUJ 2)、直径25.4mmで、真球度誤差0.05 μm 程度の高精度なものである。また、磁気座の真円度は真円度測定機【(株)東京精密 ROND COM 5A】を用いて測定したところ、真円度誤差が最小領域内半径差(Minimum Zone Center Radial Width ; 以後MZCRWと略す)0.1 μm 以下であった。図2.7に、座の真円度測定の結果の一例を示す。

- ② 伸縮部とモアレスケールの精度

バーの伸縮部には平行バネが取り付けられており、バーに対して垂直な方向には極めて剛性が高い。逆に、バーに平行な方向のバネ係数は約2MN/m(0.2kgf/mm)と小さい。平行バネのストロークは1mmである。スケールは(株)東京精密MINIAX PH-01用のモアレ

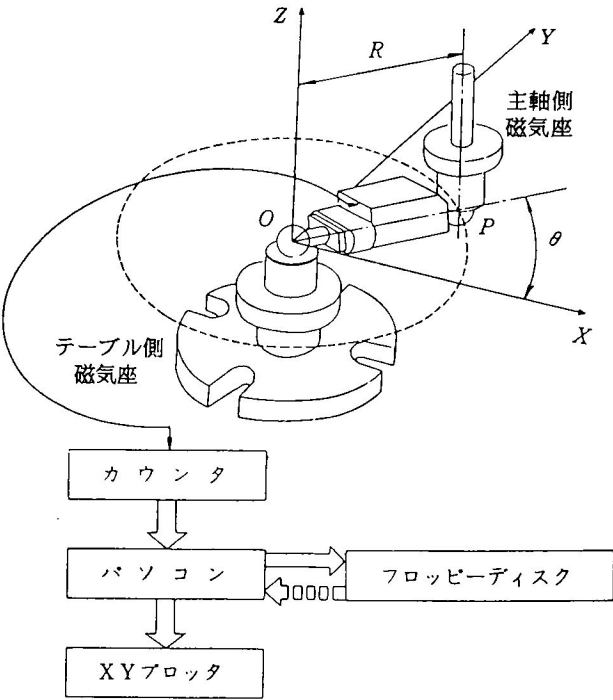


図2.4 DBB測定装置のデータ処理システム

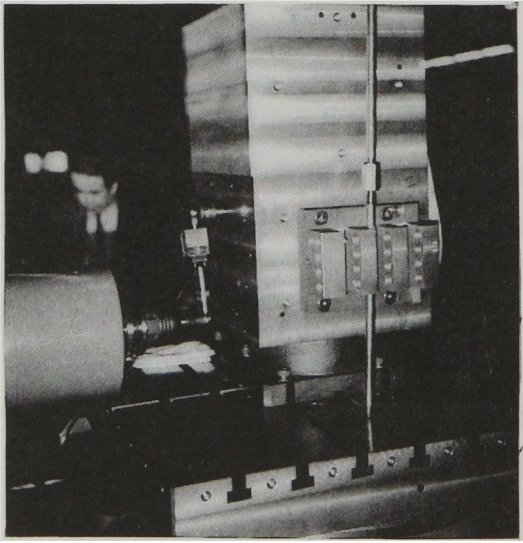


図2.5 横型MCにおけるDBB測定

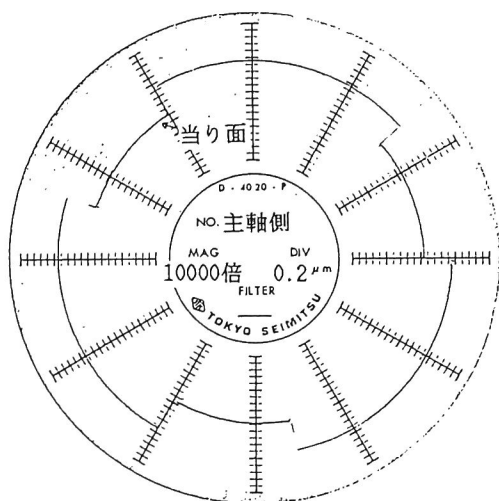


図2.7 主軸側磁気座の真円度プロフィール

スケールを使用しており、最小読取単位 $0.1\mu\text{m}$ 、精度は $1\mu\text{m}/\text{mm}$ 程度である。なお、バーはアンバー(invar; 不変鋼)でできており、線膨張係数が小さいので、温度変化に伴うバーの伸縮は極めて小さい。

③ 座と球の回転精度

座と球の回転精度を、以下の2通りについて行った。

(i) 球を座にはめ込んだ状態で、座を真円度測定機【(株)東京精密RONDCOM 5A】に載せ、座を回転させて球の変位を測定する(図2.8(a))。測定結果の一例を図2.9に示す。2つの座と球とも座に平行な方向の誤差は $\text{MZCRW} < 0.3\mu\text{m}$ 、座に垂直な方向の誤差は極座標中心円半径差(Polar Center Radial Width; 以後PCRWと略す)で $0.3\mu\text{m}$ 以下であった。

(ii) 座を固定し、球を回転させて球の変位を電気マイクロメータ【(株)東京精密MINI COM E-DT-LJ, E-M5K】で測定する(図2.8(b))。測定結果を図2.10に示す。この場合も座に平行な方向の誤差は $\text{MZCRW} < 0.3\mu\text{m}$ 、座に垂直な方向の誤差は $\text{PCRW} < 0.3\mu\text{m}$ であった。しかし、座をはめてからしばらくは誤差が大きくなることがわかった。また、このとき球に横方向の力を加えた場合の変位も測定したが、球がおおよそ $1\mu\text{m}$ 以上変位すれば球は完全に座からはずれることがわかった。

④ 座と球の磁気吸着力

球が座からはずれるときに加えられる引張力をバネばかりで測定したところ、座に対し

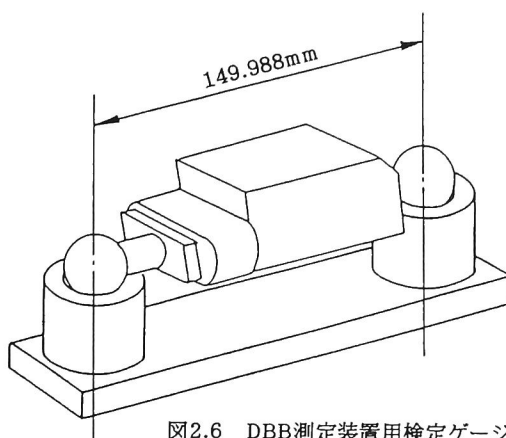


図2.6 DBB測定装置用検定ゲージ

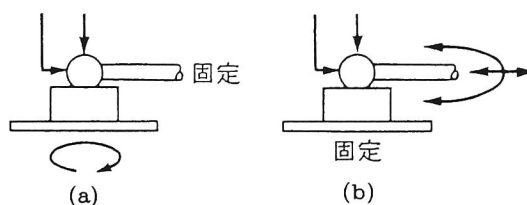


図2.8 座と球の回転精度の測定法

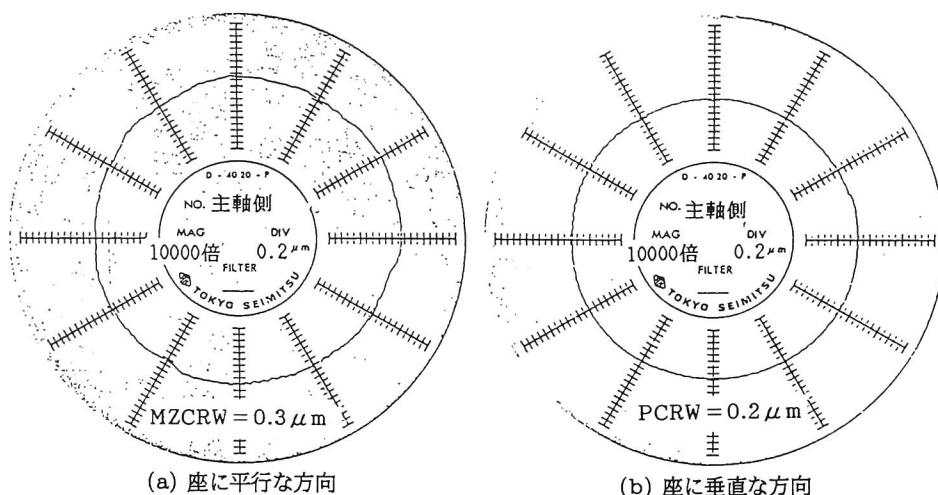


図2.9 真円度測定器を用いた座と球の回転精度測定結果

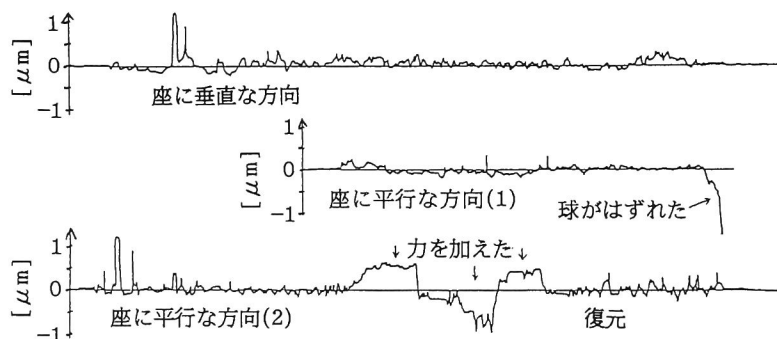


図2.10 電気マイクロメータを用いた座と球の回転精度測定結果(テーブル側の座)

て垂直な方向で約30N (3kgf)、斜め方向で約25N(2.5kgf)、平行な方向で約20N(2 kgf)であった。

⑤ 自重による誤差

DBB検出部は、図2.2を見てわかるように、平行バネ部とスケール取付部の質量が大きく、約900gである。その他の部分の球、バーなどの質量は約200gであるから、自重が測定精度に与える影響を考えると、ほとんど平行バネ・スケール取付部の重量の影響だけを問題にすればよいといえる。自重の影響はDBB測定を鉛直面内で行うときに問題となる。いま、DBB検出部が図2.11のような位置にあるとする。重力による平行バネ・スケール取付部に加わる力を W として、 W をバーに平行な方向と垂直な方向に分けて考える。バネを介しているためテーブル側の球にはバーに平行な方向に働く力 $W\sin\theta$ は加わらないから、2つの球に加わる力は、

$$\text{テーブル側の球に加わる力；} \quad \{l_2/(l_1 + l_2)\} W \cos \theta$$

主軸側の球に加わる力； (バーに垂直な方向、下向き)
 $\{l_1 / (l_1 + l_2)\} W \cos \theta$

と (バーに垂直な方向、下向き)
 $W \sin \theta$

(バーに平行な方向、下向き)

である。これらを x, y 方向に分解し整理すると、

テーブル側の球に加わる力； $W_{1x} = W' \sin \theta \cos \theta$

$W_{1y} = -W' \cos 2\theta$

主軸側の球に加わる力； $W_{2x} = -W' \sin \theta \cos \theta$

$W_{2y} = W' \cos 2\theta - W$

ただし $W' = l_2 W / (l_1 + l_2)$

となる。これらの値はいずれも角度 θ に依存するため、座の取付部の剛性が低いと、座がこれらの力で変位するため機械の運動に誤差がなくても、誤差があるかのような軌跡が現れる。今仮に、テーブル側の座と主軸側の座の x 方向の剛性 (バネ係数) をそれぞれ k_{1x}, k_{2x} 、 y 方向の剛性

を k_{1y}, k_{2y} とする。座の変位が球に加わる力に比例するとすると、

テーブル側の球の変位 $C_{1x} = k_{1x} W' \sin \theta \cos \theta$

$C_{1y} = -k_{1y} W' \cos 2\theta$

主軸側の球の変位 $C_{2x} = -k_{2x} W' \sin \theta \cos \theta$

$C_{2y} = k_{2y} W' \cos 2\theta - k_{2y} W$

ただし $W' = l_2 W / (l_1 + l_2)$ (2.9)

このうち C_{2y} の $-k_{2y} W$ という項は角度に依存せず、その影響は中心がオフセットされるだけであるので考えなくてもよい。これらの座の変位が DBB 測定において、バーの伸縮量に及ぼす影響は式(2.5)より

$$\Delta R = \frac{1}{R} \{ (X_1 - X_0)(C_{x1} - C_{x0}) + (Y_1 - Y_0)(C_{y1} - C_{y0}) \}$$

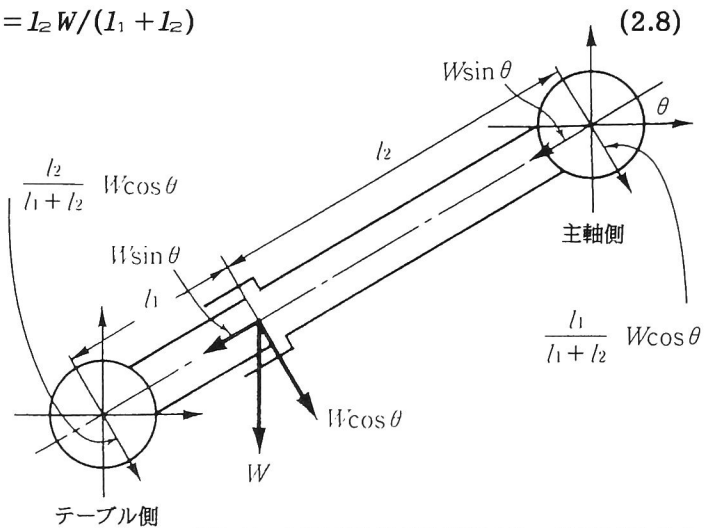


図2.11 DBB測定装置検出部の2つの球に加わる力

$$\begin{aligned}
&= (C_{2x} - C_{1x})\cos\theta + (C_{2y} - C_{1y})\sin\theta \\
&= (k_{1y} + k_{2y} - k_{1x} - k_{2x})\sin\theta \cos 2\theta \\
&= (k_{1y} + k_{2y} - k_{1x} - k_{2x})(\sin\theta + \sin 3\theta)/4
\end{aligned}
\tag{2.10}$$

となる。 $k_{1y} + k_{2y} - k_{1x} - k_{2x}$ を適当な正の値で置き換えたとき、DBB測定における軌跡は図2.12のようになる。従って鉛直面内での測定で、座の鉛直方向の剛性と水平方向の剛性が等しければ問題がないが、そうでないときは十分注意する必要がある。

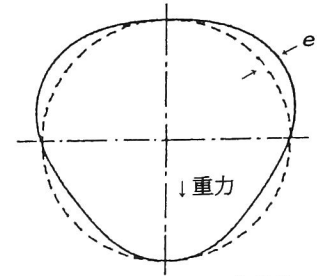


図2.12 重力による測定誤差 e

座の取付具の剛性に注意して、バーの位置による違いを調べた。図2.13のように、バーを水平方に置いた場合、バーを回転させても、スケールの読みは最大 $0.5\mu\text{m}$ しか変化しなかった。また、その状態で平行バネ・スケール取付部に自重に相当する 10N の力を上向きに加えても、スケールの読みは $0.3\mu\text{m}$ しか変化しなかった。次に、図2.14のように、バーを鉛直方向に置き、上下を入れ換えた場合でも、スケールの読みは最大 $0.5\mu\text{m}$ しか変化しなかった。

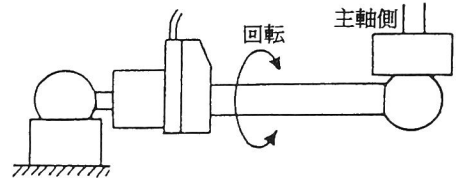


図2.13 DBB検出部の姿勢による誤差の測定法(1)

このように、DBB検出部の総合的な精度は、座の取付具の剛性が高ければ $0.5\mu\text{m}$ が保証されることがわかった。

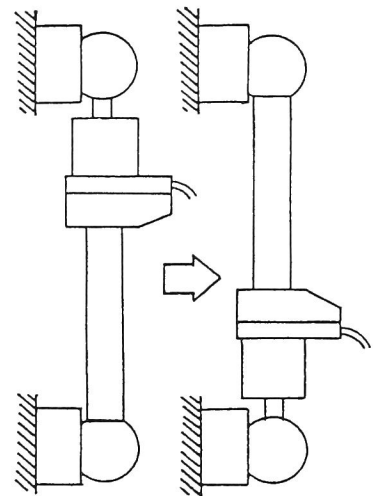


図2.14 DBB検出部の姿勢による誤差の測定法(2)

2.4 DBB法によるNC工作機械の送り運動精度検定

2.4.1 DBB測定法

(1) 測定手順

DBB測定の標準的な手順を立型MCを対象とした場合を例にとって以下に示す。

- ① 片方の球面座をテーブルの中央に、他方の球面座を主軸に取り付ける。
- ② テーブル側の球面座を主軸側の球面座の真上の、おおよそ球1ヶを2つの座でかみあわせた状態の位置へ手動で動かし、機械の表示を0にする(テーブル側の球中心のおおまかな位置決め)。
- ③ 主軸側の球面座を X 軸方向に $+R$ 、 $-R$ (R は2つの球の中心間距離で平行バネがストロークの中間の状態のとき)にずらし、カウンタの示す値をよみ、両方の値が等しく

なる方向へ主軸を移動させる。同様のことをY軸についても行う。Z軸については+側の値をX軸、Y軸のときのカウンタの値に一致させる(テーブル側の球中心のこまかい位置決め)。但し、この方法ではテーブル側の球中心の厳密な位置はわからず実際の機械ではバックラッシュなどもあり $10\mu\text{m}$ ほど各軸方向にずれるのは仕方ない。要は中心が著しくずれて平行バネのストロークをオーバーし球がはずれたり、測定装置がこわれたりしないようにするためである。

- ④ 検出部両端の球および球面座に潤滑油を塗付し、検出部を2つの球面座にはめ込み、カウンタの読みを0にする。この時、検出部をバーのまわりに回転させてカウンタの表示の変化が微小であることを確認する。もし球と座の間にゴミが付着していれば $10\mu\text{m}$ 程度の変動が生じる。
- ⑤ カウンタの表示を0にし、NCのCRT画面上の座標値もオリジンキーを押して0にしておく。
- ⑥ 円弧補間機能G02を使って球をXY平面で時計回り(Clockwise ; 以後CWと略す)方向に 360° の円を描かせ、同時にパソコンを作動させて一定のサンプリングタイムでデータ(ΔR)をカウンタから取り込む。円弧補間の周速 F とパソコンのサンプリングタイムから計算される見かけの回転角 θ' を用いて、($\Delta R, \theta'$)の値を極座標上にプロットする。
- ⑦ 同様の測定をCW方向にもう1回行う。(一方向再現性を調べるため)
- ⑧ ⑥の測定を反時計回り(Counter-Clockwise ; 以後CCWと略す)方向に1回行う。(双方向再現性を調べるため)
- ⑨ ⑥の測定をZX平面についてCW, CCW方向にそれぞれ1回ずつ行う。ただし測定角度は 180° とする。
- ⑩ テーブル側の球を $X=Y=-R$ に移動させる。
- ⑪ ⑥の測定をYZ平面について、CW, CCW方向にそれぞれ1回ずつ行う。測定角度は 180° とする。

YZ, ZX平面の運動精度をより正確に測定する場合には(全球面の測定)、図2.15に示す測定用ジグをテーブルと主軸に取り付け、①~⑨の測定を繰り返す(ただしYZ平面の測定においては、X軸→Y軸、Y軸→Z軸、Z軸→X軸と読みかえ、ZX平面の測定においては、X軸→Z軸、Y軸→X軸、Z軸→Y軸と読みかえる)。

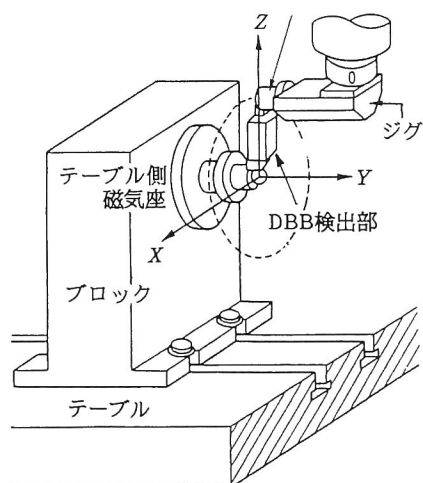


図2.15 Z軸を含む平面での 360° ジグ

横型MCの場合も同様であるが、主軸側の座の方向と合わせるためもう片方の座をイケールまたはマスブロックにとりつけなければならない(図2.5)。

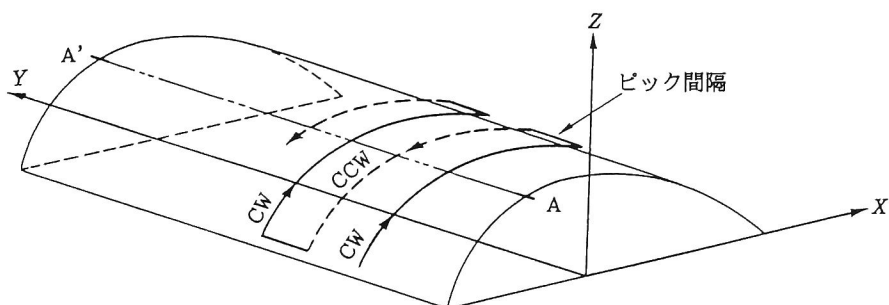
(2) 精度評価項目と評価法

DBB測定で得られる運動誤差の軌跡より次の項目を評価する。

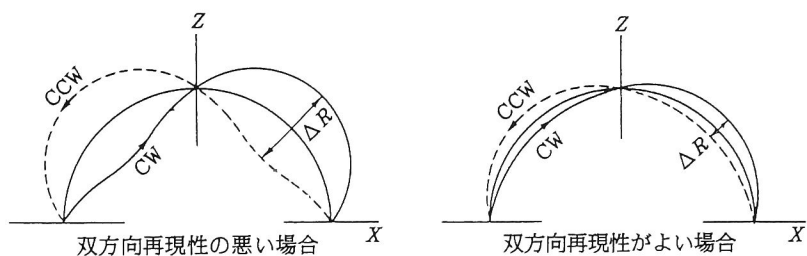
- ① 各平面のCWおよびCCW方向の軌跡より定まる真円度……XY平面は全円の軌跡が得られるのでMZCRWで評価するが、YZ平面、ZX平面では軌跡は半円になるのでPCRWで評価する。そのため、XY平面と感覚的には同程度の真円度誤差がある場合でも、YZ平面、ZX平面の真円度の値はXY平面のよりよくなる。
- ② XY平面のCW方向の比較的短い時間間隔で行った2回の測定で得られた軌跡の間隔の最大値より定まる一方向再現性
- ③ 各平面でのCW方向の軌跡と、CCW方向の軌跡との間隔の最大値より定まる双方向再現性
- ④ 軌跡の高次山成分の最大値(基本的にXY平面の軌跡より読みとる)

これらの項目について評価するのは、次の理由からである。

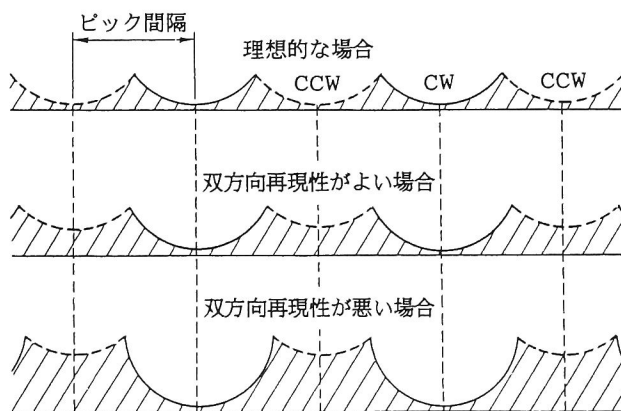
- ① 真円度で工作機械の加工領域内の3次元的な運動精度が総合的に評価できることは言うまでもない。
- ② 一方向再現性は大半の機械において $1\sim 2\mu\text{m}$ 以内に入り、 $3\mu\text{m}$ 以上になる機械はまれである。このように最近のNC工作機械では一方向再現性が極めてよいことが、第6章で述べる診断法の基礎となっている。逆に、このことをDBB測定装置のセルフチェックに応用できる。すなわち、一方向再現性が悪いときは、DBB測定装置に不備がないかを疑わなければならない。ただし、ある程度長時間経過してから、この一方向再現性を測定すると、熱変形によって生じる誤差のため大きな値になる。
- ③ 双方向再現性は図2.16に示す金型のようにピックフィードで双方向に加工する場合に特に問題となる。すなわち双方向再現性の量だけピックフィードによって生じる凹凸が大きくなる。半径10mmのボールエンドミルを使用してピック間隔0.5mmで加工すると、双方向再現性による誤差が0の場合には、理論的には $3.2\mu\text{m}$ の凹凸が生じる。後述するように現在の工作機械では双方向再現性が $10\sim 20\mu\text{m}$ に達するものが数多く存在しており、このような機械で加工すると、 $3.2\mu\text{m}$ の数倍の凹凸をもつ面しか加工できず、後工程の手仕上げに膨大な時間がかかることになる。
- ④ 高次山成分は同時2軸制御により切削加工した傾斜面または円筒面の仕上面あらさを支配しているので、真円度に劣らず非常に重要である。すなわち高次山成分の振幅より小さい仕上面あらさの面を加工することはできない。



(a) ピックフィード加工における工具経路



(b) ZX 平面における誤差軌跡と双方向再現性 (ΔR)



(c) AA'断面の表面プロフィール

図2.16 3次元金型加工における双方向再現性の重要性

2.4.2 精度検査例

本研究では立型MC、横型MC、NCフライス盤、ジグボーラなど約100台についてDBB測定を行ったが、本章では以下の3台のMCについて精度検査を行った結果を示す。

対象機

機械A：中型の立型MC(セミクローズドループ方式)

機械B：中型の横型MC(クローズドループ方式)

機械C：機械Bと同形式の横型MC(セミクローズドループ方式)

実験条件は球中心間距離(測定半径) $R=201.3\text{mm}$ 、送り速度 $F=506\text{mm/min}$ 、サンプリング点は 0.2° ごと(全周で1800点)である。測定した各軌跡を図2.17～図2.28に示す。また、それらの軌跡から求められる評価値を表2.1に示す。軌跡から真円度を求めるときには、象限切換(各軸の送り方向が切り換わる時)の際のパルス状の突起は無視した。これは次項でダイレクトテストによる加工形状誤差と比較するためである。表2.1をみてわかることは、

- (i) 各機械とも一方向再現性が $2\mu\text{m}$ とよい。このことは、機械やNC装置の動作の再現性がよいことのみならず、DBB測定の精度もまたよいことを示している。それに対し、双方向再現性は $5\sim 21\mu\text{m}$ とはるかに悪い。

その他には、

- (ii) 機械Bは3台の中では運動誤差が最も小さい。

- (iii) 機械AはYZ平面での誤差が大きいので、ここを調整する必要がある。

- (iv) 機械Cは運動誤差がかなり大きい。

などである。どのような誤差原因が問題で、どこを調整するとよいかについては、第6章で述べる。

これらのDBB測定に要した時間は、準備時間も含めて、立型MCで40min程度、横型MCで60min程度であり、本測定法が極めて能率がよいことがわかる。

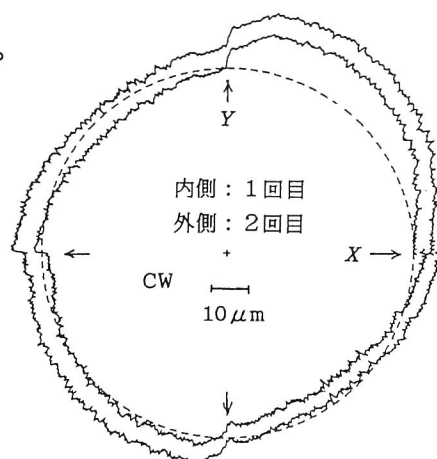


図2.17 XY平面測定(同一方向)の軌跡(機械A)

2.4.3 DBB測定法の検証実験

(1) DBB以外の円弧補間試験法

現在、NC工作機械の円弧補間運動の精度試験はJIS B6333, 6336に規定してあるとおり、板を円板状にエンドミルで切削して加工形状の真円度で評価を行っている。この方法(ダイレクトテスト)やDBB法は機械を円弧補間送りさせてその精度を検査するので、ここでは円弧補間試験法と呼ぶことにする。

円弧補間試験法として、DBB法以外に現在利用できるものに次の2方法がある。

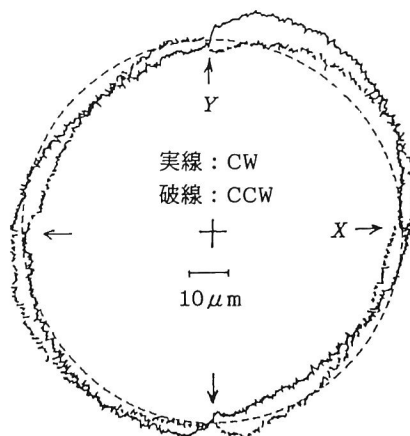


図2.18 XY平面測定(双方向)の軌跡(機械A)

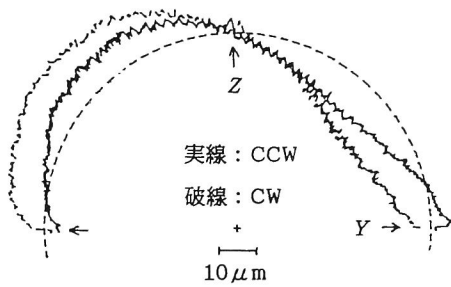


図2.19 YZ平面測定軌跡(機械A)

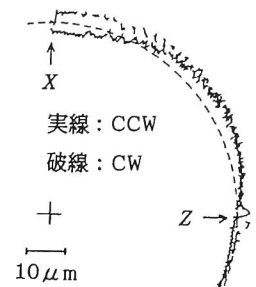


図2.20 ZX平面測定軌跡(機械A)

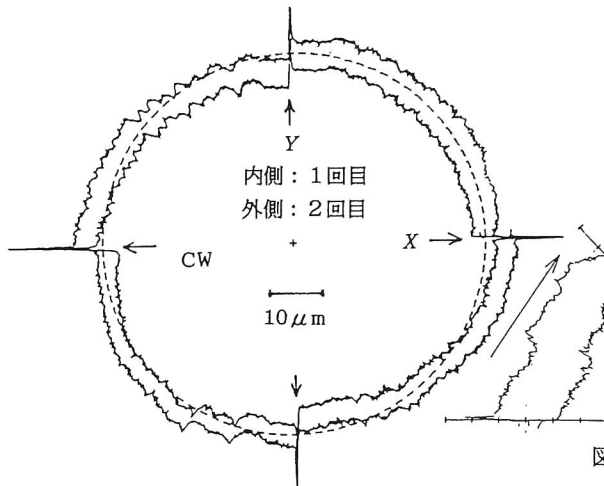


図2.21 XY平面測定(同一方向)の軌跡(機械B)

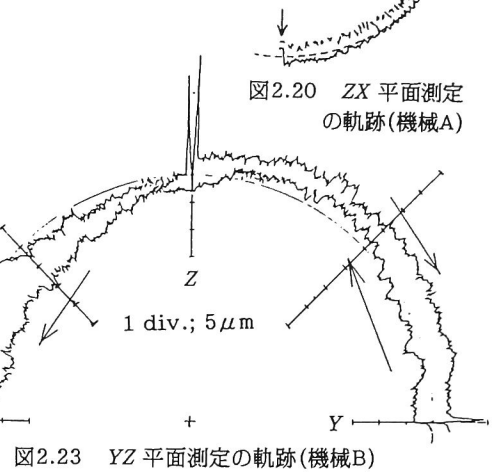


図2.23 YZ平面測定軌跡(機械B)

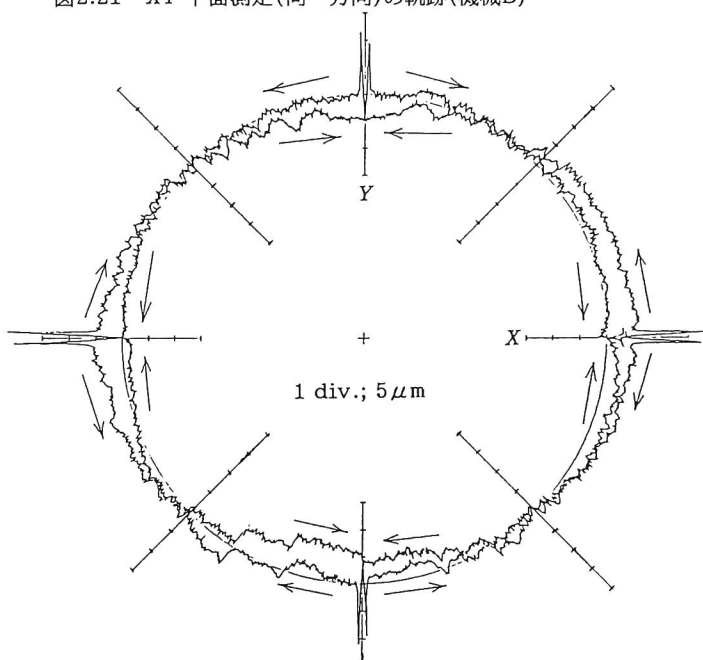


図2.22 XY平面測定(双方向)の軌跡(機械B)

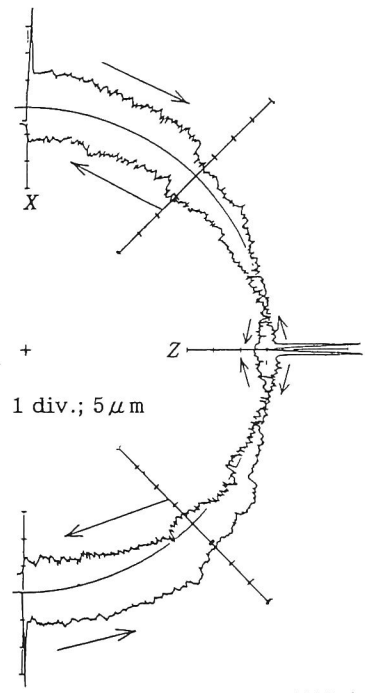


図2.24 ZX平面測定軌跡(機械B)

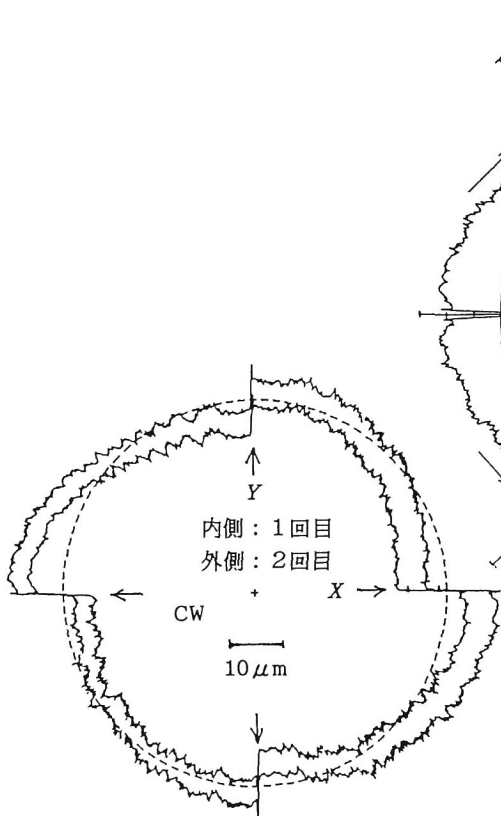


図2.25 XY平面測定(同一方向)の軌跡(機械C)

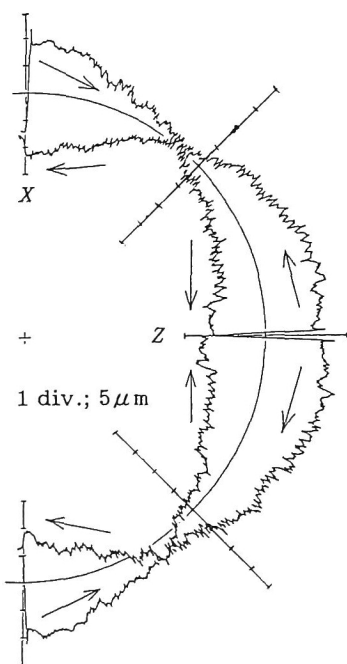


図2.28 ZX平面測定の軌跡(機械C)

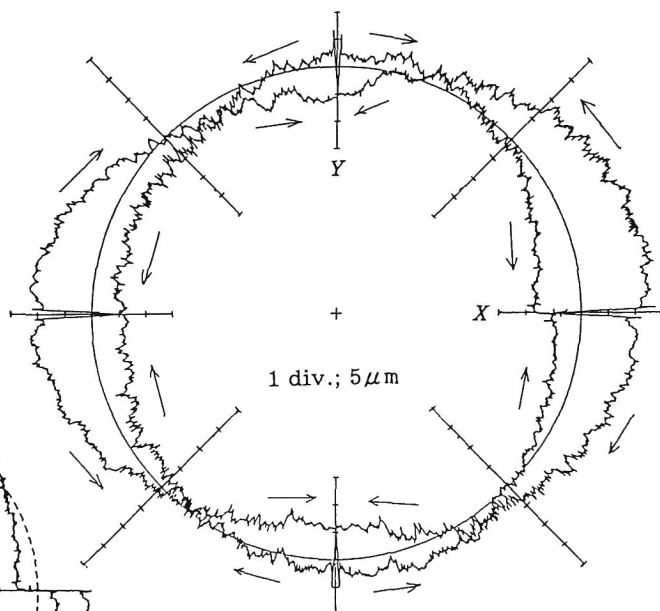


図2.26 XY平面測定(双方向)の軌跡(機械C)

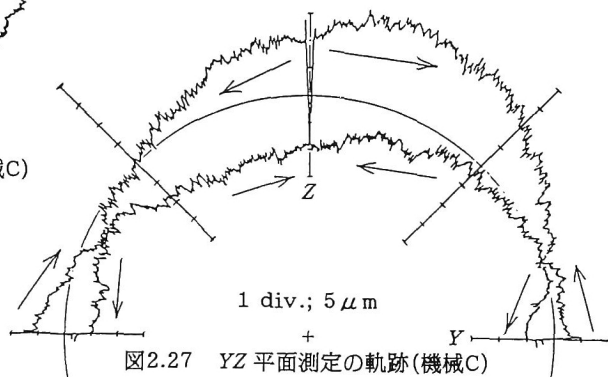


図2.27 YZ平面測定の軌跡(機械C)

表2.1 DBB測定法による運動誤差 (単位: μm)

機 械 名			A	B	C
XY 平面 (全円：R=200mm)	真 円 度 (MZCRW)	CW	13	8	18
		CCW	11	11	17
	一方向再現性(CW間の差)		2	2	2
	双方向再現性(CW, CCWの差)		8	6	20
YZ 平面 (半円：R=200mm)	真 円 度 (PCRW)	CW	13	11	32
		CCW	15	7	23
	双方向再現性(CW, CCWの差)		9	8	21
ZX 平面 (半円：R=200mm)	真 円 度 (PCRW)	CW	4	8	27
		CCW	6	7	27
	双方向再現性(CW, CCWの差)		5	12	21
高 次 山 成 分			1	2	2

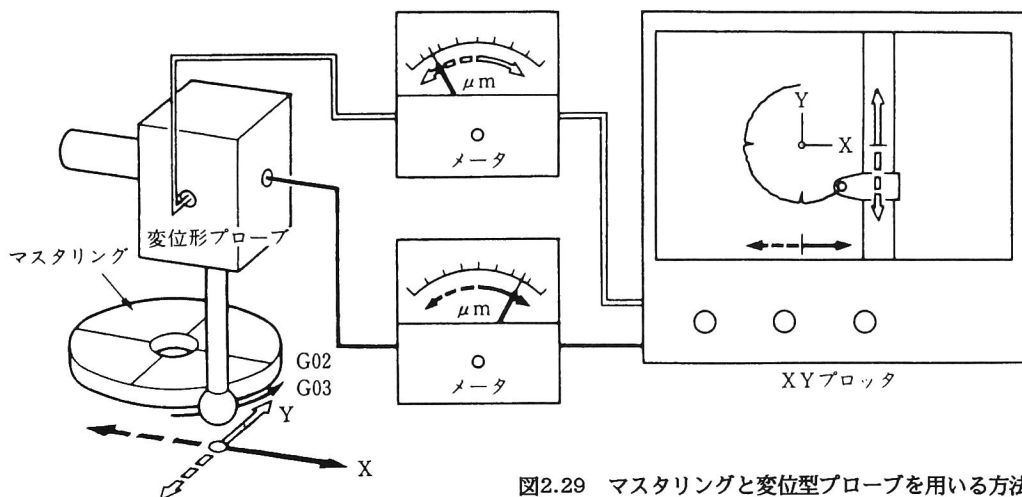


図2.29 マスタリングと変位型プローブを用いる方法

① マスタリングと変位型プローブを用いる方法^{13) - 16)}

② ダイレクトテスト¹⁷⁾

①のマスタリングと変位型プローブを用いる方法はDBB法と同じ時期に考案されたものであり、使用する器具を除くと原理的にはDBB法とほとんど同種の方法と言える。すなわち図2.29に示すように、テーブル上に高精度なマスタリングを取り付けておき、一方主軸に取り付けた変位型プローブの中立点を円弧補間送りさせて、プローブとマスタリングを接触させて、プローブ中心の変位ベクトルをXYプロッタに加算表示する。

マスタリングとプローブを接触させて測定するので、摩擦が作用し、高速送り時に正確に測定しにくい。さらにマスタリングの精度検定が必要であり、かつ3平面の運動誤差を測定するためには面倒なセットアップを3回繰り返さねばならないことがDBB法に比べて不利である。しかしDBB法では小さな半径での測定が機構上困難であるのに対し、この方法ではその制約がないという利点もある。

②のダイレクトテスト(円周切削)は後述するようにテーブル上に被削性の良い鋳鉄や砲金製の円板を取り付け、主軸に取り付けたエンドミル工具を用いて円弧補間によって外円周(または内円周)を加工し、その加工形状誤差を真円度測定機で測定する方法である(図2.30)。従来の方法ではCW方向かCCW方向のいずれか一方でしか加工されていない

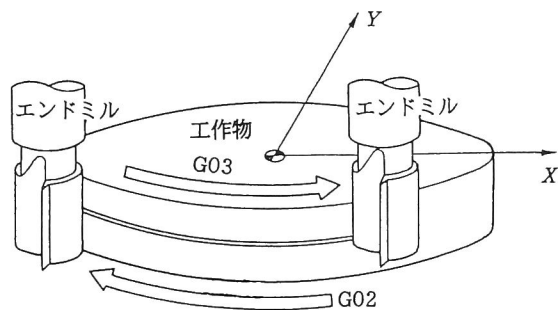


図2.30 円板状工作物のエンドミル加工と加工形状誤差(真円度測定)

なかったが、正確な検査のためには両方向で行う必要があると考えられる。

この方法では工具や工作物の保持法、切削機構の影響をかなり受けるので、正確に運動誤差のみを検出しにくい。また加工と測定という２段階を経ねばならず時間がかかる上に、YZ, ZX 両平面の測定ができないなどの問題がある。

(2) ダイレクトテスト

DBB測定の妥当性を確認するために、前記の機械A～Cについてダイレクトテストを行い、結果を比較した。エンドミルによる円形外周切削を行ったのはDBB測定を行った機械のほぼ同じ位置である。使用した工具は(株)聖和精機製のミリングチャックで、エンドミルは $\phi 30$ 、2枚刃の直刃であ

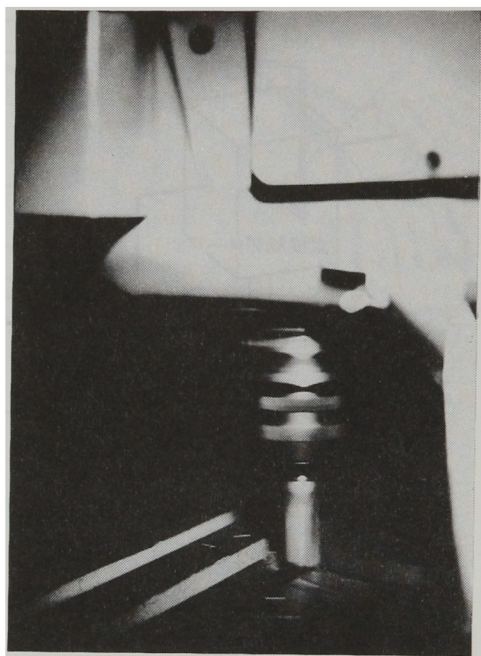


図2.31 エンドミルを用いた切削

る。被削材は鋳鉄FC25、直径400mm、切り込み深さは片肉0.2mmである。切削後の加工形状は真円度測定機【(株)東京精密RONDCOM 12C】を用いて測定した。真円度測定の際のカットオフ山数(フィルタ)は500山である。切削時の様子を図2.31に、測定結果および切削時の主軸回転数、切削幅、送り速度を図2.32～図2.37に示す。ただし、機械Aについては、DBB法を用いて送り速度101mm/minでXY平面を測定した運動誤差軌跡を加工形状の外側に描いてある。

(3) 運動誤差軌跡と加工形状誤差の対比

DBB測定と、実際の切削の間には、①切削力が加わること ②切削に伴う表面あらさの影響を受けること ③加工形状は工具外周軌跡の包絡線であることの違いがある。

①については仕上げ切削につき切削力は小さいので、エンドミルのたわみはごく小さい。②については1刃あたりの移動距離が今回の切削条件では問題にならないほど小さい。③についても運動誤差の大きさが緩やかに変動する場合には誤差軌跡と工具外周軌跡の包絡線とは形状が一致することは自明である。したがって運動誤差の大きさが急激に変化する場合のみを以下で検討する。

いま図2.38において、エンドミルがある点Oにおいて切削しているとする。円弧補間送りの半径はエンドミルの半径 r (直径 d)に比べ十分大きいから、直角座標におき円周方

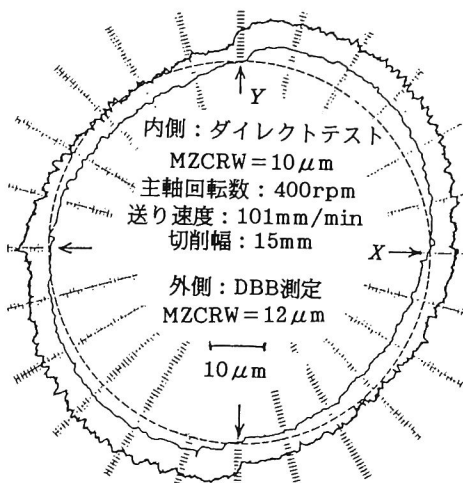


図2.32 加工形状誤差と運動誤差との比較
(機械A・CW)

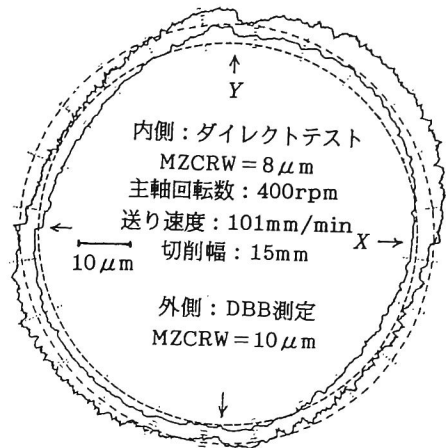


図2.33 加工形状誤差と運動誤差との比較
(機械A・CCW)

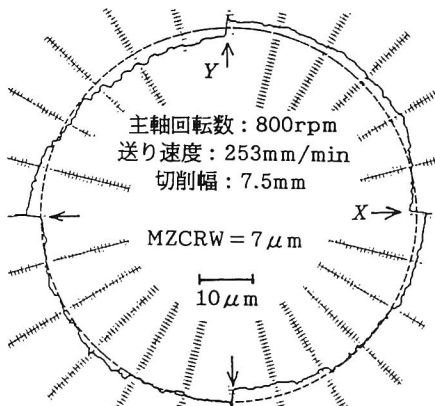


図2.34 加工形状誤差 (機械B・CW)

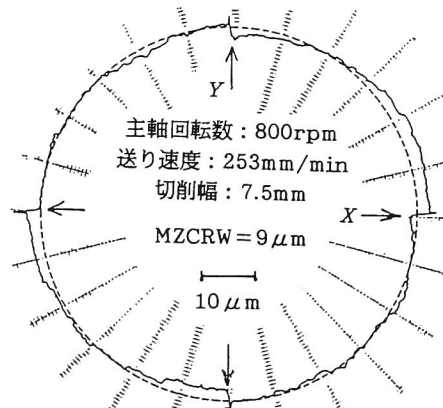


図2.35 加工形状誤差 (機械B・CCW)

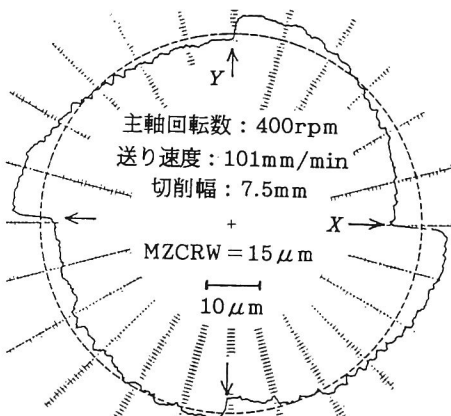


図2.36 加工形状誤差 (機械C・CW)

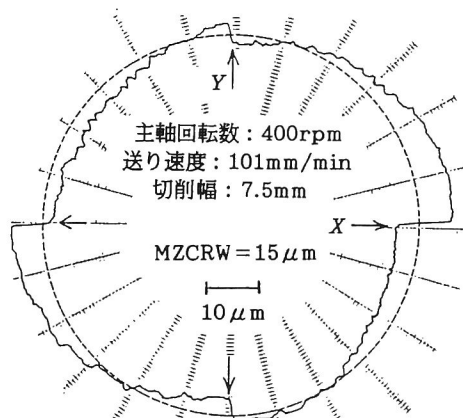


図2.37 加工形状誤差 (機械C・CCW)

向を x 、半径方向を y とすると、点 O から x 方向に x_1 だけ離れた点のエンドミルの外周を y_1 とすると、

$$\begin{aligned} y_1 &= r - (r^2 - x_1^2)^{1/2} \\ &= r\{1 - (1 - x_1^2/r^2)^{1/2}\} \end{aligned} \quad (2.11)$$

となる。ここで、 x_1 は r に比べて十分小さいとすると、

$$\begin{aligned} y_1 &= r\{1 - (1 - x_1^2/r^2)^{1/2}\} \\ &= x_1^2/2r = x_1^2/d \end{aligned} \quad (2.12)$$

となる。つぎに、エンドミルの中心が x 方向に L だけ移動する間に、 y 方向に急激に運動誤差 Δy が発生した

とする。エンドミル中心が $x = x_2$ ($0 < x_2 < L$)にあるときのエンドミル外周位置 y_2 は、

$$\begin{aligned} y_2 &= (x_2 - L)^2/d + x_2 \Delta y/L \\ &= (x_2 + d\Delta y/2L - L)^2/d + \Delta y(1 - d\Delta y/4L^2) \end{aligned} \quad (2.13)$$

となる。 $x = L$ における加工形状は x_2 が0から L まで動く間の y_2 の最小値を取るので、

$$y_{\min} = \Delta y(1 - d\Delta y/4L^2) \quad (2.14)$$

となる。今回の実験条件では、DBB測定のサンプル点間の距離 L は、

$$L = 2 \times 201.3 \times 3.14 / 1800 = 0.7[\text{mm}]$$

で、データのいちばん変化の大きいところでも 0.7mm につき $10\mu\text{m}$ 程度であるから、 $L = 0.7\text{mm}$ 、 $\Delta y = 10\mu\text{m}$ 、 $d = 30\text{mm}$ を式(2.14)に代入すると、 $y_{\min} = 8.5\mu\text{m}$ となり、加工形状誤差は運動誤差の軌跡より15%だけ小さくなる。 0.7mm の間に $10\mu\text{m}$ の運動誤差の増大(または減少)が生じるのは極めてまれであるので、通常は両者はほぼ一致するはずである。図2.32、図2.33における両者の結果を比較してみて、全般的に細部の凹凸まで似ていることがわかるが、工作物の真円度プロファイルのほうがなめらかになっている。すでに運動誤差軌跡のMZCRWを求めるときにはそのことを予想して、象限切換の際のパルス状の突起を除いて評価した。しかし、上記のように、ごく特殊な場合を除き加工形状誤差と運動誤差軌跡は理論上同じになるはずであるから、この違いは真円度測定機のフィルタのためと考えられる。

例えば機械Bでは、象限切換の際のパルス状の突起の高さが、図2.22に示したDBB測定では平均 $12\mu\text{m}$ ほどであったが、ダイレクトテストの真円度プロファイルでは $2\mu\text{m}$ 程度しか現れなかった(図2.34、図2.35)。そこで真円度測定機を手動にして、この部分を

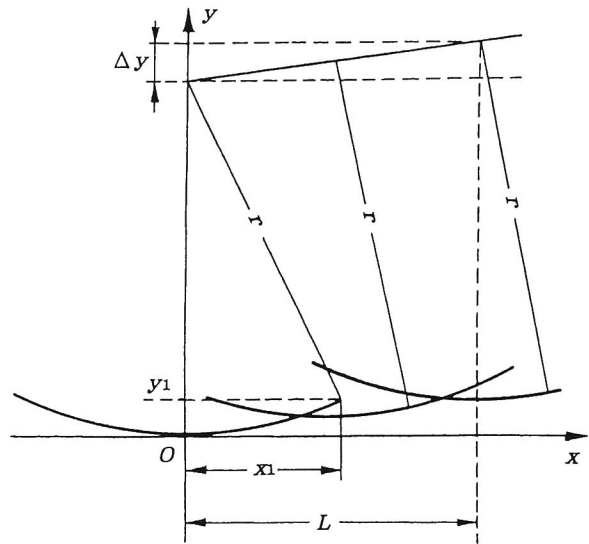


図2.38 エンドミルの運動と加工形状

ゆっくりと測定してフィルタの効果を除いたところ、約 $6\mu\text{m}$ の突起が測定された。機械Bではダイレクトテストの送り速度がDBB測定の1/2であることを考えるとよく対応しているといえる。逆に、真円度測定機のカットオフ山数が500山程度では、加工形状誤差には機械の運動誤差のうちの高次山成分は現れないということがわかる。

そのほかに両者の結果を比較してわかることは、加工形状のほうが真円度がよいということがある。これは、ダイレクトテストでは切削や真円度測定の際の工作物をすえつけるときに基準面に平行でなければ楕円成分が生じる。逆に楕円形状をしている工作物の真円度を測定するとき、楕円成分を消すこともできるわけである。また、図2.36、図2.37に示した機械Cでは、象限切換の際の段差の付近の形状が少し異なるが、これは送り速度が異なるために運動誤差軌跡も変化したためと思われる。

今回の実験ではすでに述べた ①切削力 や ②表面あらさ については十分考慮し影響がないようにしたが、一般にダイレクトテストが行われるときは、そのあたりのことを考慮して行っているとはいいがたい。①の切削力の影響はエンドミルのたわみに現れるため、運動誤差が加工誤差形状に転写されない。②の表面あらさの影響は、運動誤差による加工誤差が表面あらさに埋もれてしまうといったことに現れる。

以上より、DBB法による運動誤差の測定は、ダイレクトテストによる加工形状誤差の測定のように切削条件などの影響を受けることがなく、より正確に機械の運動誤差が測定できることがわかる。

2.5 結 論

伸縮式DBB装置を試作し、それを用いてNC工作機械の送り運動誤差を測定する方法について研究した。その主な内容は次の通りである。

- (i) NC工作機械のある時点での指令値(X, Y, Z)と真の座標系での実際の位置の差を誤差ベクトル $\vec{C} = (C_x, C_y, C_z)$ とし、伸縮式DBB装置を用いて機械に円弧補間運動をさせたときのバーの伸縮みを ΔR とすると、

$$\Delta R = (XC_x + YC_y + ZC_z)/R$$

という式が成り立ち、これによってDBB測定で得られた軌跡と位置の誤差とを結びつけることができる。

- (ii) 試作したDBBの座と球の真円度誤差は、いずれも $0.1\mu\text{m}$ 以下という高精度のものであり、それらを組合せたときの回転誤差は $0.3\mu\text{m}$ 以内である。伸縮機構部の平行バネはバネ係数が非常に小さく、伸縮量を検出するモアレ縞スケールは最小読み取り単位 $0.1\mu\text{m}$ 、誤差 $1\mu\text{m}/1\text{mm}$ 程度の高精度のものである。全体的にみて、測定精

度は $0.5\mu\text{m}$ が保証される。

- (iii) NC工作機械に対して行ったDBB測定軌跡より、①各軌跡の真円度誤差、②CW方向2回の軌跡の間隔で決まる一方向再現性、③CW方向とCCW方向との軌跡の間隔で決まる双方向再現性、④軌跡の高次山成分の4種類の運動誤差の評価が迅速かつ正確に行えることがわかった。
- (iv) DBBを用いてNC工作機械の運動誤差を測定し、ダイレクトテストとの結果と比較したところ、両者の軌跡はよく一致した。真円度はダイレクトテストによる加工形状誤差のほうが少しだけ良かったが、これは加工形状誤差の測定は切削条件の変化や真円度測定の際に運動誤差以外の要素が関与するため、DBB測定による運動誤差測定のほうが精度よく測定できることがわかった。

第3章 運動誤差の分類と誤差ベクトルによる記述

3.1 緒 論

3次元座標測定機や工作機械は近年改良が進み、精度向上が図られている。しかし、それらの誤差の表示は、測定法を併記した精度表を用いることが大半である。このため、実際の工作物が与えられたときに、それがどれくらいの誤差で測定、あるいは加工できるかを確実に判断することはできない。機械の持つ誤差が明確に表現できれば、具体的な工作物に対して測定、加工精度がわかる上、誤差分だけ補正を行えば、より高精度が期待できる。そのため、従来からいろいろな誤差の記述法が発表されている^{18) - 21)}。

機械の運動誤差・測定誤差の分類は様々なものが考えられるが、一つの分類として系統誤差とランダム誤差とに分けられる。系統誤差とは繰り返し性があるもので、ランダム誤差とはそうでないものである。工作機械が加工現象という未知で、すなわちランダムな誤差にある程度支配されるように、3次元座標測定機における測定でも位置検出プローブという極めてランダムな誤差を発生するものに支配されることが多い。したがって、系統誤差を前もって計算しておき、補正を行い測定精度を向上させるという試みは以前からあるが、位置検出プローブのために期待したほどの効果が現れない以前に、補正の方法が正しいのかも判断できないような状況である^{22) - 28)}。そのため、ランダム誤差を重視した3DU(3 Dimensional Uncertainty ; 3次元の不正確さ)といった誤差の表現法も発表されている^{29) - 32)}が、データ解析が非常に面倒であるとともに、3DUの大きさを評価しているだけで、その成分が明らかでないので、あまり広く利用されているとはいいがたい。

ランダム誤差を排除する方法として、第2章で述べたDBB装置のうちの固定式を用いることにより、位置検出プローブの誤差を除いた測定機のための誤差についての性能を評価することができる。固定式DBBについては、第2章で紹介した伸縮式DBBと違い、マスタとして使用するもので、付属する計測機器は持たない。そのため、持ち運びや取り扱いが容易で、安価に製作できるものである。

本章の概要は次のとおりである。

3.2節では、機械の運動誤差のおおまかな分類を行う。3.3節では、機械の運動誤差を誤差ベクトル法を用いて記述する方法を示す。3.4節と3.5節では、固定式DBB装置を用

いて、手動式3次元座標測定機を測定し、誤差ベクトル法を用いた誤差の表現による補正を行うことにより、誤差ベクトル法の記述の妥当性を検証する。

3.2 運動誤差の種類と記述方法

第2章で述べた誤差ベクトルという概念は、位置の誤差であり、わずか1つのベクトル(3つの変数)で表現している。しかし機械には大きさがあるため、大きさのあるものの姿勢の変化も誤差として表現しなければならない。一般的には直交座標系の機械の運動誤差として次の21個のものを挙げる人が多い。

① 位置決め誤差…3軸	= 3
② 真直度誤差…3軸×2方向	= 6
③ 直角度誤差…3軸のうちの2軸の組み合わせ	= 3
④ 回転誤差…3軸×3方向	= 9
計	21

①の位置決め誤差は運動方向に対して同一の方向の誤差のことを示す。測定機は加工機と入出力関係が逆なので(2.2.1項注参照)、一般的には指示精度(指示誤差)という。加工機では加工されたものの寸法に直接影響するので、寸法誤差ということもある。また、この誤差は運動中でも定義することができるが、停止していないのに「位置決め」という言葉はふさわしくないことや、この誤差の発生する原因は、機械の位置決めスケールにあるため、スケール誤差と呼ぶこともある。本章では位置決め誤差と呼ぶ。

②の真直度誤差は、運動方向に対して直角な方向の誤差のことを示す。一般的には一次成分は除く(図3.1)。

①と②はある物体が運動するとき、その物体が同じ姿勢のまま動くことを考えるため、並進(運動)誤差と称する。

③は直交座標系で3軸あるうちの2軸間のアライメントの誤差である。一般的には②の真直度誤差とは分けて考えられることが多いが、本研究では図3.1に示すように真直度誤差の一次成分として考える。ほかに回転誤差の0次成分とする考え方も可能であるが(図3.2)、後述するように回転誤差はベクトル積を伴うので、解析の計算が難しくなる。

④は俗にピッチング(Pitching)・ヨーイ

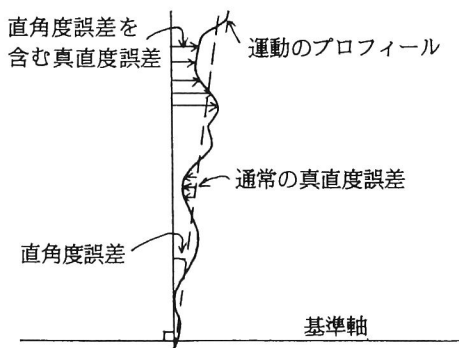


図3.1 真直度誤差と直角度誤差の関係

ング(Yawing)・ローリング(Rolling)という言葉で表されるものである。ただ、ローリングは移動の方向と同じベクトルを持った回転であり、明確であるが、ヨーイングとピッチングはそれぞれ基準となる平面(あるいは水平面)内の回転か、そうでないかの定義しかないので、立型の機械のZ軸方向のように移動の方向が鉛直方向であれば、ピッチングとヨーイングの区別が明確にならない。実際には感覚的なもので基準となる平面を定め、方向を定めている場合が多い。この回転(運動)誤差は一般に姿勢変化と

も呼ばれる。姿勢変化とは摺動体の姿勢が変化すること、すなわち角度変化を示しているが、現場的な術語であり、並進誤差との対応を考えてもこれを回転誤差と呼ぶのが適切であると思われるので、本研究中ではこれを全て回転誤差で表している。

本研究では以上の誤差をベクトル表示する。すなわち、機械の各軸の送り運動に対する並進誤差を表すベクトルを、

$$\vec{E}_J = (e_{xJ}, e_{yJ}, e_{zJ}) , \quad J = X, Y, Z \quad (3.1)$$

で表し、各軸の送り運動に対する回転誤差を表すベクトルを、

$$\vec{R}_J = (a_J, b_J, c_J) , \quad J = X, Y, Z \quad (3.2)$$

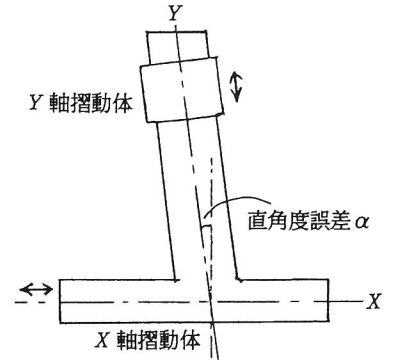
で表す。ただし、 x, y, z は並進誤差の方向を表し、 X, Y, Z は送りの方向を表す。

上記の表現法について説明する。機械の各軸の送りに伴う位置決め誤差を e_{xx}, e_{yy}, e_{zz} とする。また直角度を含む真直度誤差をX軸送りに伴うものを e_{yx}, e_{zx} 、Y軸送りに伴うものを e_{zy}, e_{xy} 、Z軸送りに伴うものを e_{xz}, e_{yz} とする。以上の9つの変数を組み合わせてベクトルを構成する。ただし、直角度誤差は、XY軸間のは e_{yx}, e_{xy} のどちらか一方に含み、YZ軸間のは e_{zy}, e_{yz} のどちらか、ZX軸間のは e_{xz}, e_{zx} のどちらかに含む(基準軸を2つの軸のどちらにとるかである)。各軸の送り運動に伴う回転誤差については、 a, b, c をそれぞれX, Y, Z軸回りの回転とする。回転誤差をこのように表現すると、誤差ベクトル(位置の誤差)を回転中心からのベクトルとのベクトル積で表すことができる。

これにより、一般に21個の変数で表現される運動誤差を、2種類6個のベクトル($\vec{E}_X, \vec{E}_Y, \vec{E}_Z, \vec{R}_X, \vec{R}_Y, \vec{R}_Z$)で表現することができる。

以下にこれらの誤差が工作機械ではどのような原因で現れるのかを整理してみた³³⁾。

(i) 位置決め誤差(e_{xx}, e_{yy}, e_{zz})



XY軸間の直角度誤差 α は、Y軸摺動体の0次のヨーイングと考えられる

図3.2 直角度誤差と回転誤差の関係

これらはクローズドループ方式NCの場合は、位置検出スケールの誤差、サーボ系の誤差によって生じる。セミクローズドループ方式NCの場合にはサーボ系の誤差と、ボールねじ駆動機構(ナット、ボールねじ、カップリング、サーボモータ)において発生する誤差によって生じる。

(ii) 真直度誤差・直角度誤差($e_{xY}, e_{xZ}, e_{yX}, e_{yZ}, e_{zX}, e_{zY}$)

これらは工作機械が据え付けられた状態における構造体(ベッド、コラム、サドル等)自体とそれに付属する案内の形状誤差によって生じる。

(iii) 回転誤差($a_Z, b_Z, c_Z, a_X, b_X, c_X, a_Y, b_Y, c_Y$)

真直度誤差や直角度誤差と同様、工作機械が据え付けられた状態における構造体自体とそれに付属する案内の形状誤差によって生じる。

それとは別に、摺動体移動に伴って発生する重力、カウンタバランス力、ボールねじ駆動力、摺動抵抗などの力によって摺動体に加わる回転モーメントの大きさと、これを拘束する案内の剛性によってその大きさが決まる。慣性力も送りの加速度が非常に大きい場合には考慮する必要がある。

以上に述べた誤差原因については第4章および第5章で詳しく検討する。

測定機の場合もNC駆動の自動式3次元座標測定機はNC工作機械と全く同じである。手動式3次元座標測定機は駆動装置をもたないところが違うが、他は同じである。

3.3 誤差ベクトルによる機械の誤差の表記

3.3.1 3次元座標測定機の誤差ベクトル

3.2節で定めた定義にしたがって、手初めに図3.3に示すような手動式3次元座標測定機の誤差ベクトルを求める。この測定機の構造は図3.4のように表される。

今、機械に誤差がない場合を考える。ある点Pを測定しているとき、測定機の原点O(表示値がすべて0のときのプローブの先端の位置)からプローブの先端の点Pに至る道順は、

$$\overrightarrow{OP} = \overrightarrow{OA} + \overrightarrow{AB} + \overrightarrow{BC} + \overrightarrow{CP} \quad (3.3)$$

$$\overrightarrow{OA} = \overrightarrow{OA_0} + \overrightarrow{A_0A}$$

$$\overrightarrow{AB} = \overrightarrow{AB_0} + \overrightarrow{B_0B}$$

$$\overrightarrow{BC} = \overrightarrow{BC_0} + \overrightarrow{C_0C}$$

である。ここで、 $\overrightarrow{X}, \overrightarrow{Y}, \overrightarrow{Z}$ は各座標値である。点A, B, CはそれぞれX, Y, Z軸送りの摺動体上の点で、それぞれの案内面と接する中央の点とする。また、点 A_0, B_0, C_0 は測定機の表示値がすべて0のときの点A, B, Cの位置とすると、 $\overrightarrow{X} = \overrightarrow{A_0A}, \overrightarrow{Y} = \overrightarrow{B_0B}, \overrightarrow{Z} = \overrightarrow{C_0C}$

であるから、

$$\begin{aligned}\overrightarrow{OA} &= \overrightarrow{OA_0} + \vec{X} \\ \overrightarrow{AB} &= \overrightarrow{AB_0} + \vec{Y} \\ \overrightarrow{BC} &= \overrightarrow{BC_0} + \vec{Z}\end{aligned}\quad (3.4)$$

$$\overrightarrow{OP} = \vec{X} + \vec{Y} + \vec{Z} \quad (3.5)$$

となり、式(3.4)、式(3.5)を式(3.3)に代入することにより、測定機固有の値である $\overrightarrow{OA_0}$ 、 $\overrightarrow{AB_0}$ 、 $\overrightarrow{BC_0}$ 、 \overrightarrow{CP} は、

$$\overrightarrow{OA_0} + \overrightarrow{AB_0} + \overrightarrow{BC_0} + \overrightarrow{CP} = \vec{0} \quad (3.6)$$

という関係にあることがわかる。

【注】 ここで、図3.4のZ軸の方向の与え方に混乱をきたすかもしれないが、この構造の測定機では座標系として右手系をとる以上、Z座標は C_0 が起点でCまでとし、表示値が負の数となると考える。

実際には測定機の誤差により表示値では点P(X, Y, Z)であるが、真の位置が点P'(X', Y', Z')であるとする、

$$\overrightarrow{OP'} = \vec{X'} + \vec{Y'} + \vec{Z'} \quad (3.7)$$

$$\vec{C} = \overrightarrow{OP'} - \overrightarrow{OP} \quad (3.8)$$

である。機械の誤差により点Oから点P'に至るまでの点は少しずつずれて、点A, B, Cがそれぞれ点A', B', C'に移動する。各軸の表示値と誤差との関係は、(誤差) = (真の値) - (表示値)という定義から、

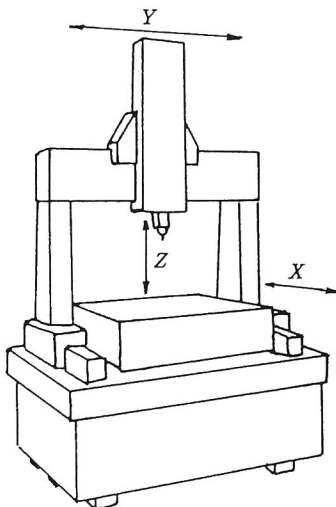


図3.3 典型的な手動式3次元座標測定機の外観

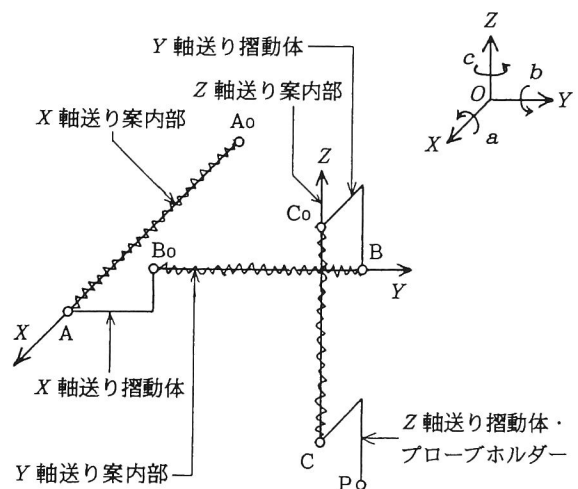


図3.4 3次元座標測定機の構造

$$\begin{aligned}
\overrightarrow{A_O A'} &= \overrightarrow{X} = \overrightarrow{X} + \overrightarrow{E_X} \\
\overrightarrow{B_O B'} &= \overrightarrow{Y} = \overrightarrow{Y} + \overrightarrow{E_Y} \\
\overrightarrow{C_O C'} &= \overrightarrow{Z} = \overrightarrow{Z} + \overrightarrow{E_Z}
\end{aligned} \tag{3.9}$$

となる。各軸の摺動体を剛体と考えると、姿勢変化が存在しても各ベクトルの大きさは変わらないので、

$$\begin{aligned}
\overrightarrow{OA'} &= \overrightarrow{OA_O} + \overrightarrow{X} + \overrightarrow{E_X} \\
\overrightarrow{A'B'} &= \overrightarrow{AB_O} + \overrightarrow{Y} + \overrightarrow{E_Y} + \overrightarrow{R_X} \times (\overrightarrow{AB_O} + \overrightarrow{Y} + \overrightarrow{E_Y}) \\
\overrightarrow{B'C'} &= \overrightarrow{BC_O} + \overrightarrow{Z} + \overrightarrow{E_Z} + (\overrightarrow{R_X} + \overrightarrow{R_Y}) \times (\overrightarrow{BC_O} + \overrightarrow{Z} + \overrightarrow{E_Z}) \\
\overrightarrow{C'P'} &= \overrightarrow{CP} + (\overrightarrow{R_X} + \overrightarrow{R_Y} + \overrightarrow{R_Z}) \times (\overrightarrow{CP} + \overrightarrow{Z})
\end{aligned} \tag{3.10}$$

誤差量の2乗を省略して、辺々加えると、

$$\begin{aligned}
\overrightarrow{OP'} &= \overrightarrow{OA_O} + \overrightarrow{AB_O} + \overrightarrow{BC_O} + \overrightarrow{CP} \\
&\quad + \overrightarrow{X} + \overrightarrow{Y} + \overrightarrow{Z} + (\overrightarrow{E_X} + \overrightarrow{E_Y} + \overrightarrow{E_Z}) + \overrightarrow{R_X} \times (\overrightarrow{AB_O} + \overrightarrow{BC_O} + \overrightarrow{CP} + \overrightarrow{Y} + \overrightarrow{Z}) \\
&\quad + \overrightarrow{R_Y} \times (\overrightarrow{BC_O} + \overrightarrow{CP} + \overrightarrow{Z}) + \overrightarrow{R_Z} \times (\overrightarrow{CP} + \overrightarrow{Z})
\end{aligned} \tag{3.11}$$

式(3.5)、式(3.6)、式(3.8)を式(3.11)に代入すると、

$$\begin{aligned}
\overrightarrow{C} &= \overrightarrow{E_X} + \overrightarrow{E_Y} + \overrightarrow{E_Z} + \overrightarrow{R_X} \times (\overrightarrow{AB_O} + \overrightarrow{BC_O} + \overrightarrow{CP} + \overrightarrow{Y} + \overrightarrow{Z}) \\
&\quad + \overrightarrow{R_Y} \times (\overrightarrow{BC_O} + \overrightarrow{CP} + \overrightarrow{Z}) + \overrightarrow{R_Z} \times (\overrightarrow{CP} + \overrightarrow{Z})
\end{aligned} \tag{3.12}$$

となる。

式(3.12)より、誤差ベクトル \overrightarrow{C} は各運動誤差と測定機固有の値を測定すれば計算できる。

3.3.2 工作機械の誤差ベクトル

(1) ワーク座標系を用いる場合

3.3.1項では誤差ベクトルを求める一例を3次元座標測定機について示した。これは、大半の測定機が、工作物(ワーク)を固定したまま測定を行うので、空間に固定した座標系(以後外部座標系と記す)とワーク座標系(テーブル上の座標系)が一致するため誤差ベクトルを求めるのがやさしいからである。しかし、一般の工作機械では工作物と工具との相對運動をさせるときに工作物側も移動させるため、外部座標系とワーク座標系が一致しない。ここではまず外部座標系を一切考慮せず、ワーク座標系のみで考える。

図3.5のようなベッド型立フライス盤(一般の立型MCと同じ構造)について考える。前項と同様に、まず機械に誤差がない場合を想定する。工具先端(あるいはヘッド先端)がワーク座標系の点Pにあるときを考える。X, Y, Z軸送りの摺動体上の点で、それぞれの案内面または送りねじと接する中央の点をA, B, Cとし、NCの座標がすべて0となったときのA, B, Cの位置をA₀, B₀, C₀とする。機械の原点Oから点Pに至る道順は、

$$\overrightarrow{OP} = \overrightarrow{OA} + \overrightarrow{AB} + \overrightarrow{BC} + \overrightarrow{CP} \quad (3.3)$$

$$\overrightarrow{OA} = \overrightarrow{OA_0} + \vec{X}$$

$$\overrightarrow{AB} = \overrightarrow{AB_0} + \vec{Y} \quad (3.4)$$

$$\overrightarrow{BC} = \overrightarrow{BC_0} + \vec{Z}$$

である。ここに、 \vec{X} , \vec{Y} , \vec{Z} は各座標の指令値であり、

$$\overrightarrow{OP} = \vec{X} + \vec{Y} + \vec{Z} \quad (3.5)$$

であるから、機械固有の値である $\overrightarrow{OA_0}$, $\overrightarrow{AB_0}$, $\overrightarrow{BC_0}$, \overrightarrow{CP} は、

$$\overrightarrow{OA_0} + \overrightarrow{AB_0} + \overrightarrow{BC_0} + \overrightarrow{CP} = \vec{0} \quad (3.6)$$

という関係にある。

実際には機械の誤差およびドループにより実際の真の値で $P'(X', Y', Z')$ にあるとすると、

$$\overrightarrow{OP'} = \vec{X'} + \vec{Y'} + \vec{Z'} \quad (3.7)$$

$$\vec{C} = \overrightarrow{OP'} - \overrightarrow{OP} \quad (3.8)$$

である。機械の誤差により点Oから点Pに至るまでの点は少しずつずれて、点A, B, Cが点A', B', C'にそれぞれ移動する。各軸の摺動体を剛体と考えると、

$$\overrightarrow{OA'} = \overrightarrow{OA_0} + \vec{X} + \vec{E_x}$$

$$\overrightarrow{A'B'} = \overrightarrow{AB_0} + \vec{Y} + \vec{E_y} + \vec{R_x} \times (\overrightarrow{AB_0} + \vec{Y} + \vec{E_y})$$

$$\overrightarrow{B'C'} = \overrightarrow{BC_0} + \vec{Z} + \vec{E_z} + (\vec{R_x} + \vec{R_y}) \times (\overrightarrow{BC_0} + \vec{Z} + \vec{E_z}) \quad (3.13)$$

$$\overrightarrow{C'P'} = \overrightarrow{CP} + (\vec{R_x} + \vec{R_y} + \vec{R_z}) \times \overrightarrow{CP}$$

誤差量の2乗を省略して、辺々加えると、

$$\overrightarrow{OP'} = \overrightarrow{OA_0} + \overrightarrow{AB_0} + \overrightarrow{BC_0} + \overrightarrow{CP}$$

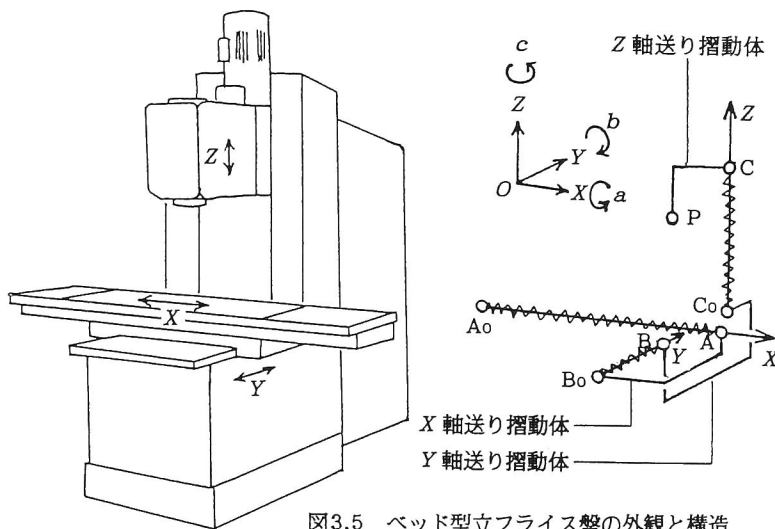


図3.5 ベッド型立フライス盤の外観と構造

$$\begin{aligned}
& + \vec{X} + \vec{Y} + \vec{Z} + (\vec{E}_x + \vec{E}_y + \vec{E}_z) + \vec{R}_x \times (\vec{AB}_O + \vec{BC}_O + \vec{CP} + \vec{Y} + \vec{Z}) \\
& + \vec{R}_y \times (\vec{BC}_O + \vec{CP} + \vec{Z}) + \vec{R}_z \times \vec{CP}
\end{aligned} \quad (3.14)$$

式(3.5)、式(3.6)、式(3.8)を式(3.14)に代入すると、

$$\begin{aligned}
\vec{C} &= \vec{E}_x + \vec{E}_y + \vec{E}_z + \vec{R}_x \times (\vec{AB}_O + \vec{BC}_O + \vec{CP} + \vec{Y} + \vec{Z}) \\
& + \vec{R}_y \times (\vec{BC}_O + \vec{CP} + \vec{Z}) + \vec{R}_z \times \vec{CP}
\end{aligned} \quad (3.15)$$

となる。

参考までに、機械の構造が異なる場合について考える。図3.6のような構造の横型MCでは、式(3.3)、式(3.4)、式(3.6)は、

$$\vec{OP} = \vec{OA} + \vec{AC} + \vec{CB} + \vec{BP} \quad (3.16)$$

$$\vec{OA} = \vec{OA}_O + \vec{X}$$

$$\vec{AC} = \vec{AC}_O + \vec{Z} \quad (3.17)$$

$$\vec{CB} = \vec{CB}_O + \vec{Y}$$

$$\vec{OA}_O + \vec{AC}_O + \vec{CB}_O + \vec{BP} = \vec{O} \quad (3.18)$$

式(3.13)は、

$$\vec{OA'} = \vec{OA}_O + \vec{X} + \vec{E}_x$$

$$\vec{A'C'} = \vec{AC}_O + \vec{Z} + \vec{E}_z + \vec{R}_x \times (\vec{AC}_O + \vec{Z} + \vec{E}_z)$$

$$\vec{C'B'} = \vec{CB}_O + \vec{Y} + \vec{E}_y + (\vec{R}_x + \vec{R}_z) \times (\vec{CB}_O + \vec{Y} + \vec{E}_y) \quad (3.19)$$

$$\vec{B'P'} = \vec{BP} - (\vec{R}_x + \vec{R}_y + \vec{R}_z) \times \vec{BP}$$

式(3.14)は、

$$\begin{aligned}
\vec{OP'} &= \vec{OA}_O + \vec{AC}_O + \vec{CB}_O + \vec{BP} \\
& + \vec{X} + \vec{Y} + \vec{Z} + (\vec{E}_x + \vec{E}_y + \vec{E}_z) + \vec{R}_x \times (\vec{AC}_O + \vec{CB}_O + \vec{BP} + \vec{Y} + \vec{Z}) \\
& + \vec{R}_y \times \vec{BP} + \vec{R}_z \times (\vec{CB}_O + \vec{BP} + \vec{Y})
\end{aligned} \quad (3.20)$$

式(3.15)は、

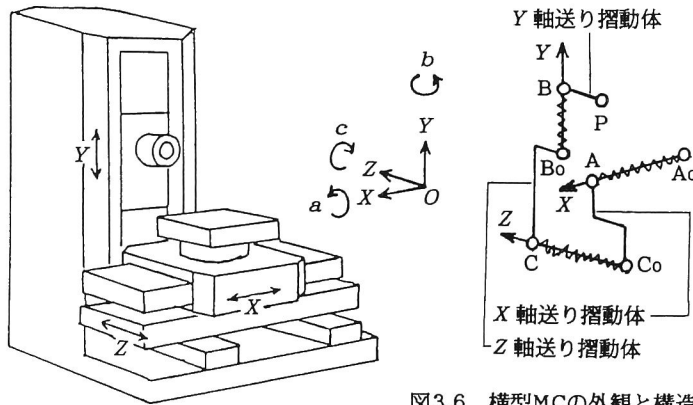


図3.6 横型MCの外観と構造

$$\begin{aligned}\vec{C} = & \vec{E}_X + \vec{E}_Y + \vec{E}_Z + \vec{R}_X \times (\vec{AC}_O + \vec{CB}_O + \vec{BP} + \vec{Y} + \vec{Z}) \\ & + \vec{R}_Y \times \vec{BP} + \vec{R}_Z \times (\vec{CB}_O + \vec{BP} + \vec{Y})\end{aligned}\quad (3.21)$$

となる。

このように、誤差ベクトルは回転誤差のベクトルにかかるベクトルが少し異なるだけで符号などは変化しない。従って、以下のようにも記すことができる。

$$\begin{aligned}\vec{C} = & \vec{E}_X + \vec{R}_X \times (\vec{A} + j_{X \times X} \vec{X} + j_{X \times Y} \vec{Y} + j_{X \times Z} \vec{Z}) \\ & + \vec{E}_Y + \vec{R}_Y \times (\vec{B} + j_{Y \times X} \vec{X} + j_{Y \times Y} \vec{Y} + j_{Y \times Z} \vec{Z}) \\ & + \vec{E}_Z + \vec{R}_Z \times (\vec{D} + j_{Z \times X} \vec{X} + j_{Z \times Y} \vec{Y} + j_{Z \times Z} \vec{Z})\end{aligned}\quad (3.22)$$

ここに、 \vec{A} , \vec{B} , \vec{D} は機械の形状によって決まるベクトル(定数)で、案内面から次の案内面の原点までのベクトル、 $j_{X \times X}$ から $j_{Z \times Z}$ までの9つの記号は、案内の順序や案内方式によって決定される、0か1の数である。

工作機械は特に重量が大きいことなどから、摺動体の移動に伴う機械構造の弾性変形もかなり大きいが、誤差ベクトルが式(3.22)で表せない変形はきわめてまれである。

以上2つの機械のどちらの場合も、回転誤差である \vec{R}_J ($J = X, Y, Z$)が小さいとすると、

$$\vec{C} = \vec{E}_X + \vec{E}_Y + \vec{E}_Z \quad (3.23)$$

と簡単になる。

(2) 外部座標系を用いる場合

ワーク座標系を用いて誤差ベクトルを表記した場合、回転誤差が小さいときは、式(3.23)という簡単な式1つだけを用いればよい。しかし、このようにワーク座標系のみで求める場合は、次の欠点がある。すなわち、各運動誤差が、工作物が載るテーブルを中心としたものになっている。したがって、外部から見た誤差とは異なる。このことは、通常の測定で得られた各誤差成分から誤差ベクトルを求めることを困難にしている。例えば、テーブルのピッチングが存在するとき、誤差を測定するには電気水準器などを使用するのであるが、誤差ベクトルを求めるにはテーブルが動かないものとしたサドルのピッチングを求めなければならない。

したがって、次に外部座標系から、ワークおよび工具の動きを考え、あとで相対運動として差をとるという方法で誤差ベクトルを求めてみる。

図3.7の典型的な立型MCでの誤差ベクトルを求める。このMCの構造は図3.5のひざ型立フライス盤と同じだが、少し見方を変えて図3.8のように表現する。

機械に誤差が存在しない場合を考える。機械原点(どこでもよい)をOとし、テーブル上に置かれた工作物上の一点を $P_w(X_w, Y_w, Z_w)$ とする。点 P_w を原点とし、座標軸が

機械の各送り軸に平行な座標系を用いて、主軸先端 $P_s(X_s, Y_s, Z_s)$ の相対座標を (X, Y, Z) で表すと、

$$\overrightarrow{P_w P_s} = \overrightarrow{OP_s} - \overrightarrow{OP_w} = (X_s - X_w, Y_s - Y_w, Z_s - Z_w) = (X, Y, Z) \quad (3.24)$$

となる。

X, Y, Z 軸送りの摺動体上の点で、それぞれの案内面または送りねじと接する中央の点を A, B, C とし、 P_w と P_s が一致したとき(NCの座標=0)の A, B, C の位置を A_o, B_o, C_o とする。機械の原点 O から点 P_w, P_s に至る道順は、

$$\overrightarrow{OP_s} = \overrightarrow{OC_o} + \overrightarrow{C_o C} + \overrightarrow{CP_s} \quad (3.25)$$

$$\overrightarrow{OP_w} = \overrightarrow{OB_o} + \overrightarrow{B_o B} + \overrightarrow{BA_o} + \overrightarrow{A_o A} + \overrightarrow{AP_w} \quad (3.26)$$

となる。実際には機械に誤差が存在し、 P_s, P_w はそれぞれ $P_s'(X_s', Y_s', Z_s'), P_w'(X_w', Y_w', Z_w')$ にある。すなわち、

$$\begin{aligned} \overrightarrow{P_w' P_s'} &= \overrightarrow{OP_s'} - \overrightarrow{OP_w'} \\ &= (X_s' - X_w', Y_s' - Y_w', Z_s' - Z_w') = (X', Y', Z') \end{aligned} \quad (3.27)$$

となる。また、機械の構成要素は剛体であるとすれば、 $\overrightarrow{OP_s'}$ は次のようにも表せる。

$$\overrightarrow{OP_s'} = \overrightarrow{OC_o} + \overrightarrow{C_o C'} + \overrightarrow{C' P_s'} \quad (3.28)$$

$$\overrightarrow{C_o C'} = \overrightarrow{C_o C} + \overrightarrow{E_z}$$

$$\overrightarrow{C' P_s'} = \overrightarrow{CP_s} + \overrightarrow{R_z} \times \overrightarrow{CP_s}$$

$$\overrightarrow{OP_w'} = \overrightarrow{OB_o} + \overrightarrow{B_o B'} + \overrightarrow{B' A_o} + \overrightarrow{A_o' A'} + \overrightarrow{A' P_w'} \quad (3.29)$$

$$\overrightarrow{B_o B'} = \overrightarrow{B_o B} + \overrightarrow{E_y}$$

$$\overrightarrow{B' A_o} = \overrightarrow{BA_o} + \overrightarrow{R_y} \times \overrightarrow{BA_o}$$

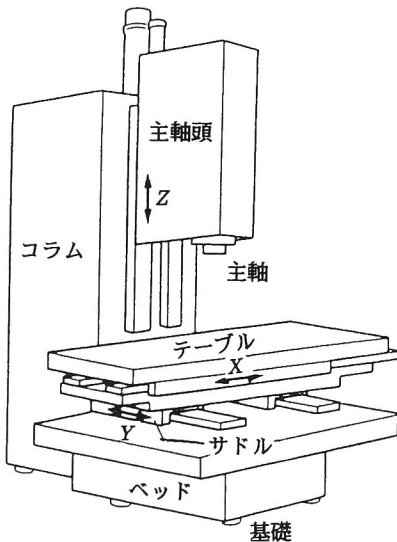


図3.7 典型的な立型MCの外観

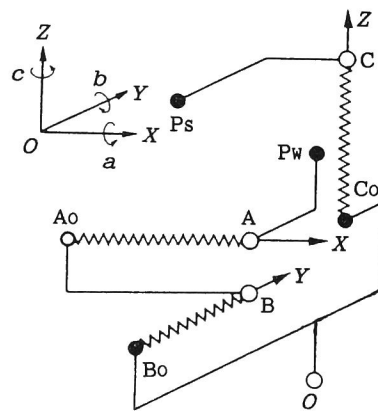


図3.8 図3.7に示した立型MCの構造

$$\overrightarrow{A_O'A} = \overrightarrow{A_OA} + \overrightarrow{E_X} + \overrightarrow{R_Y} \times (\overrightarrow{A_OA} + \overrightarrow{E_X})$$

$$\overrightarrow{A'P_w} = \overrightarrow{AP_w} + (\overrightarrow{R_Y} + \overrightarrow{R_X}) \times \overrightarrow{AP_w}$$

式(3.25)、式(3.22)を式(3.24)に、式(3.28)、式(3.29)を式(3.27)に代入し、誤差の2乗の項は小さいので無視すると、

$$\begin{aligned} \overrightarrow{C} &= \overrightarrow{P_w'P_s} - \overrightarrow{P_wP_s} \\ &= -\overrightarrow{E_X} - \overrightarrow{E_Y} + \overrightarrow{E_Z} - \overrightarrow{R_X} \times \overrightarrow{AP_w} - \overrightarrow{R_Y} \times \overrightarrow{BP_w} + \overrightarrow{R_Z} \times \overrightarrow{CP_s} \end{aligned} \quad (3.30)$$

となる。

参考までに、図3.9のような典型的なコラム移動形横型MCを考える。構造は図3.10のように表される。式(3.25)、式(3.26)は、

$$\overrightarrow{OP_s} = \overrightarrow{OC_O} + \overrightarrow{C_OC} + \overrightarrow{CB_O} + \overrightarrow{B_OB} + \overrightarrow{BP_s} \quad (3.31)$$

$$\overrightarrow{OP_w} = \overrightarrow{OA_O} + \overrightarrow{A_OA} + \overrightarrow{AP_w} \quad (3.32)$$

となり、式(3.28)、式(3.29)は次のようになる。

$$\overrightarrow{OP_s} = \overrightarrow{OC_O} + \overrightarrow{C_OC} + \overrightarrow{C'B_O} + \overrightarrow{B_O'B} + \overrightarrow{B'P_s} \quad (3.33)$$

$$\overrightarrow{C_OC} = \overrightarrow{C_OC} + \overrightarrow{E_Z}$$

$$\overrightarrow{C'B_O} = \overrightarrow{CB_O} + \overrightarrow{R_Z} \times \overrightarrow{CB_O}$$

$$\overrightarrow{B_O'B} = \overrightarrow{B_OB} + \overrightarrow{E_Y} + \overrightarrow{R_Z} \times (\overrightarrow{B_OB} + \overrightarrow{E_Y})$$

$$\overrightarrow{B'P_s} = \overrightarrow{BP_s} + (\overrightarrow{R_Z} + \overrightarrow{R_Y}) \times \overrightarrow{BP_s}$$

$$\overrightarrow{OP_w} = \overrightarrow{OA_O} + \overrightarrow{A_OA} + \overrightarrow{A'P_w} \quad (3.34)$$

$$\overrightarrow{A_OA} = \overrightarrow{A_OA} + \overrightarrow{E_X}$$

$$\overrightarrow{A'P_w} = \overrightarrow{AP_w} + \overrightarrow{R_X} \times \overrightarrow{AP_w}$$

式(3.31)、式(3.32)を式(3.24)に、式(3.33)、式(3.34)を式(3.27)に代入し、誤差の

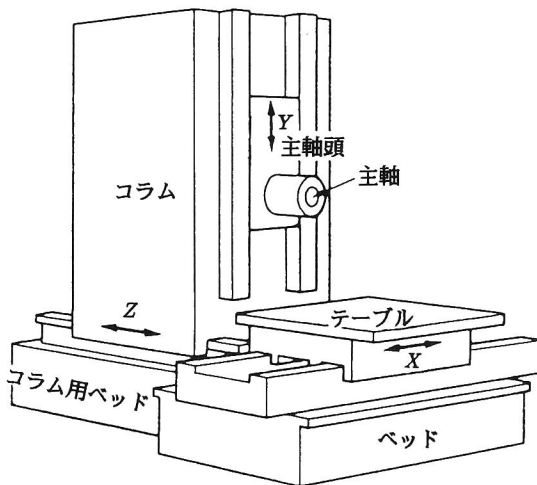


図3.9 典型的な横型MCの外観

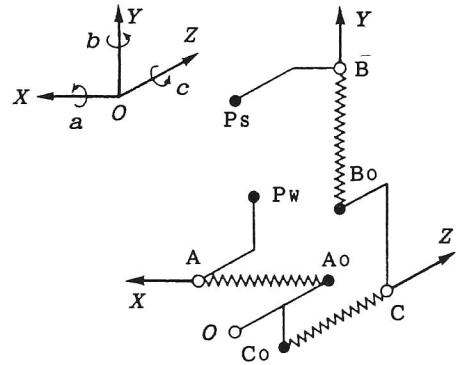


図3.10 図3.9に示した横型MCの構造

2乗の項は小さいので無視すると、

$$\begin{aligned}\vec{C} &= \vec{P_w} \vec{P_s} - \vec{P_w} \vec{P_s} \\ &= -\vec{E_x} + \vec{E_y} + \vec{E_z} - \vec{R_x} \times \vec{AP_w} + \vec{R_y} \times \vec{BP_s} + \vec{R_z} \times \vec{CP_s}\end{aligned}\quad (3.35)$$

となる。

外部座標系を基準とすると、前述の2種類の構造の機械では、誤差ベクトルは構造により符号が異なることがわかる。すなわち、主軸が移動する軸方向の誤差を表す項の符号は正で、テーブルが移動する軸方向の誤差を表す項の符号は負である。

ところで式(3.15)と式(3.30)は同じ機械の誤差ベクトルである。もう一度並べて示す。

$$\begin{aligned}\vec{C} &= \vec{E_x} + \vec{E_y} + \vec{E_z} + \vec{R_x} \times (\vec{AB_o} + \vec{BC_o} + \vec{CP} + \vec{Y} + \vec{Z}) \\ &\quad + \vec{R_y} \times (\vec{BC_o} + \vec{CP} + \vec{Z}) + \vec{R_z} \times \vec{CP}\end{aligned}\quad (3.15)$$

$$\vec{C} = -\vec{E_x} - \vec{E_y} + \vec{E_z} - \vec{R_x} \times \vec{AP_w} - \vec{R_y} \times \vec{BP_w} + \vec{R_z} \times \vec{CP_s}\quad (3.30)$$

上記の2つの式は、一見すると全く別のものを表しているように見えるが、各々の誤差の意味するものが異なるため、実は同じものを示しているにすぎない。

例えば、式(3.15)の $\vec{E_x}$ という項はテーブルからみたサドルの位置決め誤差・真直度誤差であるのに対して、式(3.28)の $\vec{E_x}$ という項はサドルからみたテーブルの位置決め誤差・真直度誤差である。したがって、符号が逆になっている。回転誤差についての項の違いは、基準となる軸が変わるためもっと複雑であるが、同じものを示していることに変わりはない。

2種類の式の使い分けは、次のようにするのがよい。

- (i) 各誤差成分を種々の測定方法により求めて、機械の各点での誤差ベクトルを求める場合は、各誤差成分は空間座標系で表現されるので、式(3.30)を使うとよい。
- (ii) 各誤差成分を数式により仮定して、その場合の機械の各点での誤差ベクトルを求める場合は、各誤差成分はワーク座標系で表現されるので、式(3.15)を使うとよい。

3.4 実験装置と方法

誤差ベクトル法により機械の各部分の誤差から位置の誤差を求める方法の妥当性を検証するために、3次元座標測定機について誤差ベクトルを求め、併せて固定式DBB装置を用いて同じ測定機の精度を検定して両者を比較した。

3.4.1 3次元座標測定機の誤差ベクトルの測定

式(3.12)より、図3.3のような構造の3次元座標測定機の誤差ベクトルを求めるには、

各軸の送りによる直角度を含む真直度及び位置決め誤差(測定機であるから指示精度) $\overrightarrow{E_x}$, $\overrightarrow{E_y}$, $\overrightarrow{E_z}$ 、回転誤差 $\overrightarrow{R_x}$, $\overrightarrow{R_y}$, $\overrightarrow{R_z}$ 、測定機の摺動部、案内面と原点との相対位置を求める必要がある。これらは、以下の方法により求めた。

① ストレートエッジマスタと電気マイクロメータによる測定

各軸の、直角度誤差を含まない真直度誤差と、ローリングを除く回転成分を測定した³⁴⁾。

図3.11のように、プローブホルダーに電気マイクロメータのピックアップ(以下P.U.と略す)をストレートエッジマスタの方向と平行に取り付け、プローブホルダーをマスタの方向に移動させる。

e を真直度誤差、 w を回転誤差とすると、P.U.の出力 p_1 , p_2 は、マスタとピックアップの誤差を無視すると、

$$\text{P.U.1 ; } p_1 = e - l_1 w, \quad \text{P.U.2 ; } p_2 = e + l_2 w$$

上式より e , w は、

$$e = (l_2 p_1 + l_1 p_2) / (l_1 + l_2), \quad w = (p_2 - p_1) / (l_1 + l_2) \quad (3.36)$$

として求めることができる。

以上の方法でそれぞれ

X 送りでY 方向変位より	e_{yx} ,	c_x
X 送りでZ 方向変位より	e_{zx} ,	b_x
Y 送りでZ 方向変位より	e_{zy} ,	a_y
Y 送りでX 方向変位より	e_{xy} ,	c_y
Z 送りでX 方向変位より	e_{xz} ,	b_z
Z 送りでY 方向変位より	e_{yz} ,	a_z

が求められる。

使用した電気マイクロメータ

ピックアップ : てこ方式 (株)東京精密E-DT-LJ

メータ : アナログ式 (株)東京精密E-M5K

② 直角定盤を用いた直角度の測定

ストレートエッジマスタによる真直度の測定では各軸間の直角度がわからないので、直角度を別に測定する必要がある。

図3.12のように、直角定盤の2面をピックアップで検出すると、そこでの機械の真直度が既知であれば、真直度の一次成分と定盤とがなす角度を2軸方向について求め、その差を計算すれば、直角度が求められる。

今回使用した直角定盤の直角度は、測定機の直角度と同程度の精度であったので、図3.

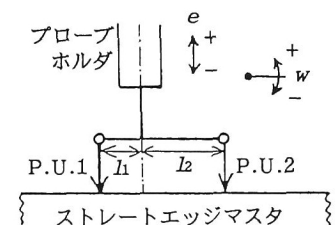


図3.11 ストレートエッジマスタを用いた運動誤差測定

13のように、定盤の向きを変えて同じ測定を繰り返し行うことにより、測定機と定盤の直角度を求めた。

基準軸は X 軸とし、 X 軸に対する Y 軸、 X 軸に対する Z 軸、 Y 軸に対する Z 軸の直角度を測定した。

使用した電気マイクロメータは、①と同じである。

③ ローリング(a_x, b_y)の

測定

各軸のローリングは、①の方法で求めようとする、幅方向に精度のよいストレートエッジマスタが必要なため、今回は電気水準器を用いて X 軸方向と Y 軸方向のローリングを測定した。

Z 軸のローリング(c_z)については、 Z 軸案内内部からプローブホルダーに至るベクトル \overrightarrow{CP} の X, Y 成分が0であり、 Z 軸ローリングは影響しないので求めなかった。

使用した電気水準器：Taylor Hobson製Talyvel

④ 指示精度(e_{xx}, e_{yy}, e_{zz})の測定

Hewlett Packard社製レーザ干渉計を用いて測定した。この際、気圧、温度、湿度の影響は補正し、空気のゆらぎの影響はスムージングにより取り除いた。

3.4.2 固定式DBB装置による3次元座標測定機の誤差測定

固定式DBB装置の外観図を図3.14に示す。また、写真を図3.15に示す。このように、固定式DBB装置は

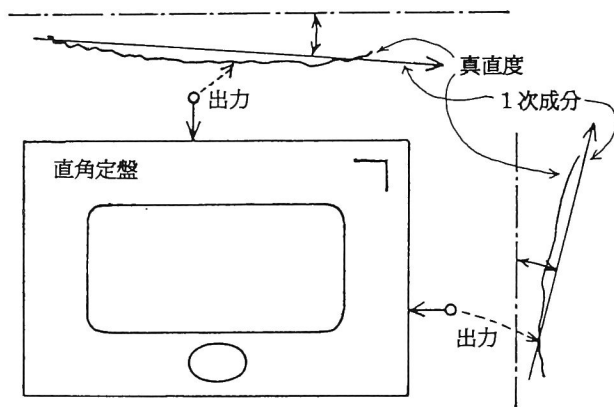


図3.12 直角度の測定

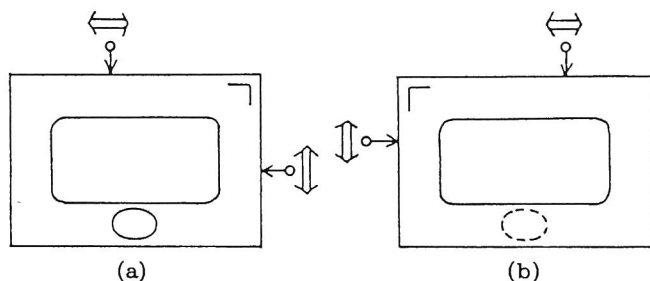


図3.13 直角定盤の補正

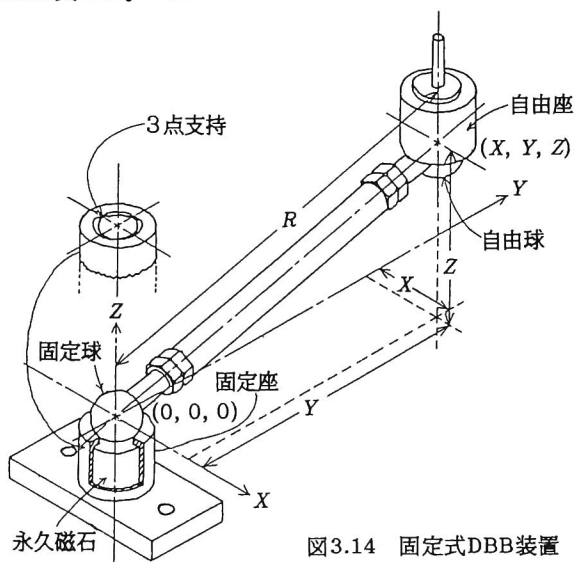


図3.14 固定式DBB装置

伸縮式DBB装置の伸縮部を除いた、極めて単純な構造である。球面座の一方(固定座)を測定機のテーブルに固定し、他方(自由座)をプローブホルダにとりつける。こうすることにより、自由座側の球は固定座側の球を中心とする球面上のみを移動する。各部の精度も、伸縮部以外の伸縮式DBB装置の精度と同じである。

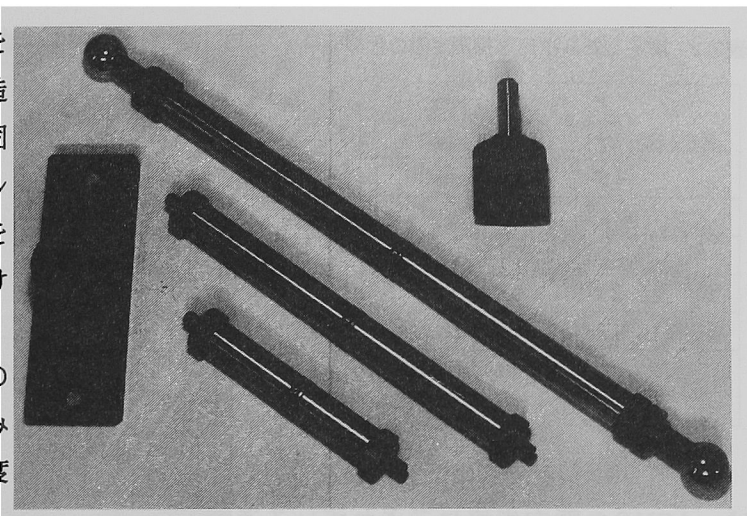


図3.15 固定式DBB測定装置

ただし、固定球中心位置の測定(ゼロリセット)は固定座と自由座とを1つの球をはさんでかみあわせることにより行うので、固定球と自由球の大きさが異なると、座と垂直な方向(たいていZ方向)に誤差が生じる。したがって、2つの球の直径の相互差を知ることは重要である。

球の直径の測定は、球をVブロックで支持して、球の頂上の位置をインジケータで測定することにより求めた。自由球の直径が25.4mm(=1 inch)に対して $-4.42\mu\text{m}$ 、固定球の直径が $+2.47\mu\text{m}$ であった。したがって、両球の直径差は $6.89\mu\text{m}$ であり、計算の結果、Z方向に $4.7\mu\text{m}$ の誤差が生じることがわかった。したがって、以下のDBB測定では、自由球中心の測定機の読みのZ座標に一率 $4.7\mu\text{m}$ を加えて解析を行った。

使用した3次元座標測定機の写真を図3.16に、仕様を表3.1に示す。この測定機の構造は図3.3と比較して、X軸とY軸が入れ替わっているため、誤差ベクトルを求める式は式(3.12)とは異なり、

$$\begin{aligned}\vec{C} = & \vec{E}_X + \vec{E}_Y + \vec{E}_Z + \vec{R}_X \times (\vec{AC}_O + \vec{CP} + \vec{Z}) \\ & + \vec{R}_Y \times (\vec{BA}_O + \vec{AC}_O + \vec{CP} + \vec{X} + \vec{Z}) + \vec{R}_Z \times (\vec{CP} + \vec{Z})\end{aligned}\quad (3.37)$$

となる。幾何形状を表すベクトルとその値は、

$\vec{OB}_O = (0, 0, -250)$: 原点からY軸案内面[右側]

$\vec{BA}_O = (0, -90, 870)$: Y軸摺動面[右側]からX軸案内面

$\vec{AC}_O = (0, 90, -300)$: 計測ヘッドからラム

$\vec{CP} = (0, 0, 320)$: ラムからプローブ先端

であった。またこの測定機は室温を $20^\circ \pm 0.5^\circ\text{C}$ に保った恒温室に設置されていたものである。

表3.1 測定した3次元座標測定機の仕様

測定範囲	X	600 mm
	Y	400 mm
	Z	300 mm
案内方式	空気案内	
検出方式	モアレ縞スケール	
最小表示値	0.001 mm	
繰り返し精度	$\sigma = 1 \mu\text{m}$	
指示精度	$3 + 4L/1000 \mu\text{m}$	
	L: 任意の2点間寸	

固定式DBB装置を用いた測定法については、ASMEの暫定規格に示されている通り、バーの長さを3種類用意してワークゾーン内をくまなく測定するのがよい。しかし、本研究では、DBB測定をする目的が測定機の評価のためではないので、あまり長いバーは使用せず、球中心間距離が約200 mmになるものを使用し、かつワークゾーン内をなるべく多く測定できるように、以下のような測定を行った。

① ランダムトレース

固定座を1ヶ所に固定して、自由座を半球面上の任意の位置にランダムに移動させて自由座側の球の座標値を読むことにより測定を行った。

固定球の中心位置は(0, 0, 0), (−250, 0, 0), (250, 0, 0)の3ヶ所とした。

② 平面トレース(図3.17)

X, Y, Z 軸いずれか1軸をクランプ(固定)し、残った2軸で構成する平面内で円周トレースを行った。測定点は15° おきとした。

(i) XY 平面トレース(Z 軸固定)

固定球中心位置(0, 0, 0),
(0, 0, 200), (−250, 0, 0),
(250, 0, 0)

(ii) YZ 平面トレース(X 軸固定)

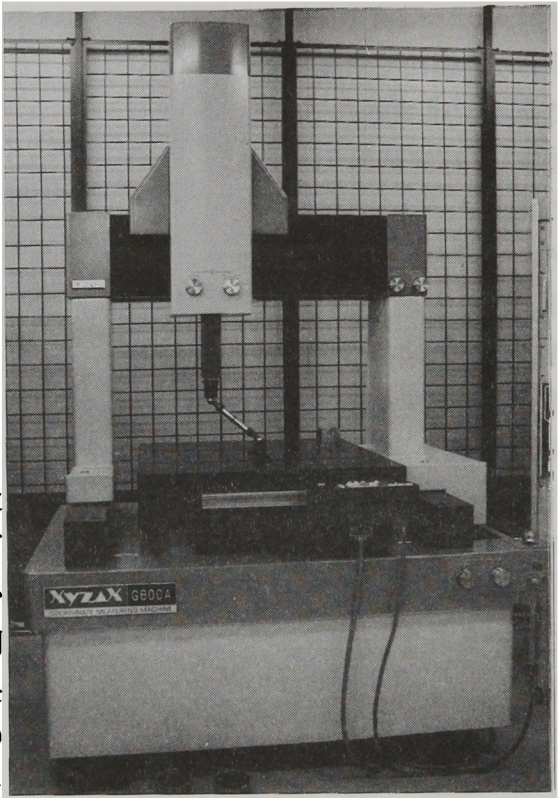


図3.16 測定した3次元座標測定機

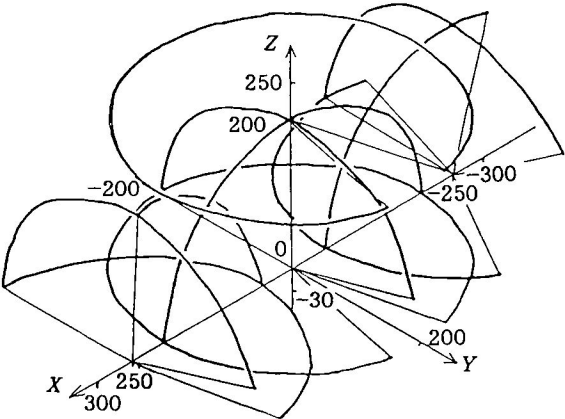


図3.17 平面トレース

固定球中心位置(0, 0, 0), (−250, 0, 0), (250, 0, 0)

(iii) ZX 平面トレース(Y 軸固定)

固定球中心位置(0, 0, 0), (−250, 0, 0), (250, 0, 0)

③ 繰り返し精度

測定機の繰り返し精度は、全く同じ点を測定して求められるが、DBB装置を用いた測定では全く同じ点に戻して測定するのは困難であるため、XY 平面トレースにより繰り返しの誤差を測定した。固定球中心座標は(0, 0, 0)とした。繰り返し測定の方法は、極座標に変換したときの角度をほぼ同じ(15° 刻みで誤差±10'以内)に合わせるだけであり、ほぼ同じ位置の点を測定した。繰り返し回数は4回である。

3.5 測定結果と考察

3.5.1 3次元座標測定機の誤差ベクトルの測定

各軸の直線運動誤差は、10mmごとにとった離散点を直交多項式近似(5次)を用いて連続関数とした。結果を図3.18に示す。使用した3次元座標測定機の並進誤差、回転誤差は非常に小さく、並進誤差は±2μm以内、回転誤差は±10μrad以内であった。

このようにして誤差ベクトルが3次元座標測定機の測定範囲全域について求められた。これは相当複雑な式になるので平面における C_x , C_y , C_z を図3.19に示す。 C_x は−2.5〜−3.5μmの値を示し、 C_x が一定の線はY軸にほぼ平行となっている。 C_y は−5.0〜0.5μmの値を示し、 C_y が一定の線はかなり複雑な形を示す。 C_z は−1.5〜3.0μmの値を示し、 C_z が一定の線は C_x と同様Y軸にほぼ平行となっている。

3.5.2 固定式DBB装置による3次元座標測定機の誤差測定

① ランダムトレース

ランダムトレースの測定点を表現するのに、半球面を平面に等面積に投射する目的で、直交座標系 X, Y, Z を円筒座標系 R, θ, Z になおし、 θ, Z を極図にとり、 R の値を数字で示した。結果を図3.20に示す。

② 平面トレース

各平面トレースの結果を図3.21〜図3.24に示す。異なる場所での同じトレース(例えば、XY 平面トレースでZ 座標(テーブル)を上下させて測定)では、機械の構造上同一の傾向を示す(図3.21、図3.23)。

③ 繰り返し精度

全く同一の点を繰り返し測定したのではないので、測定機の表示の丸め誤差の関係で、

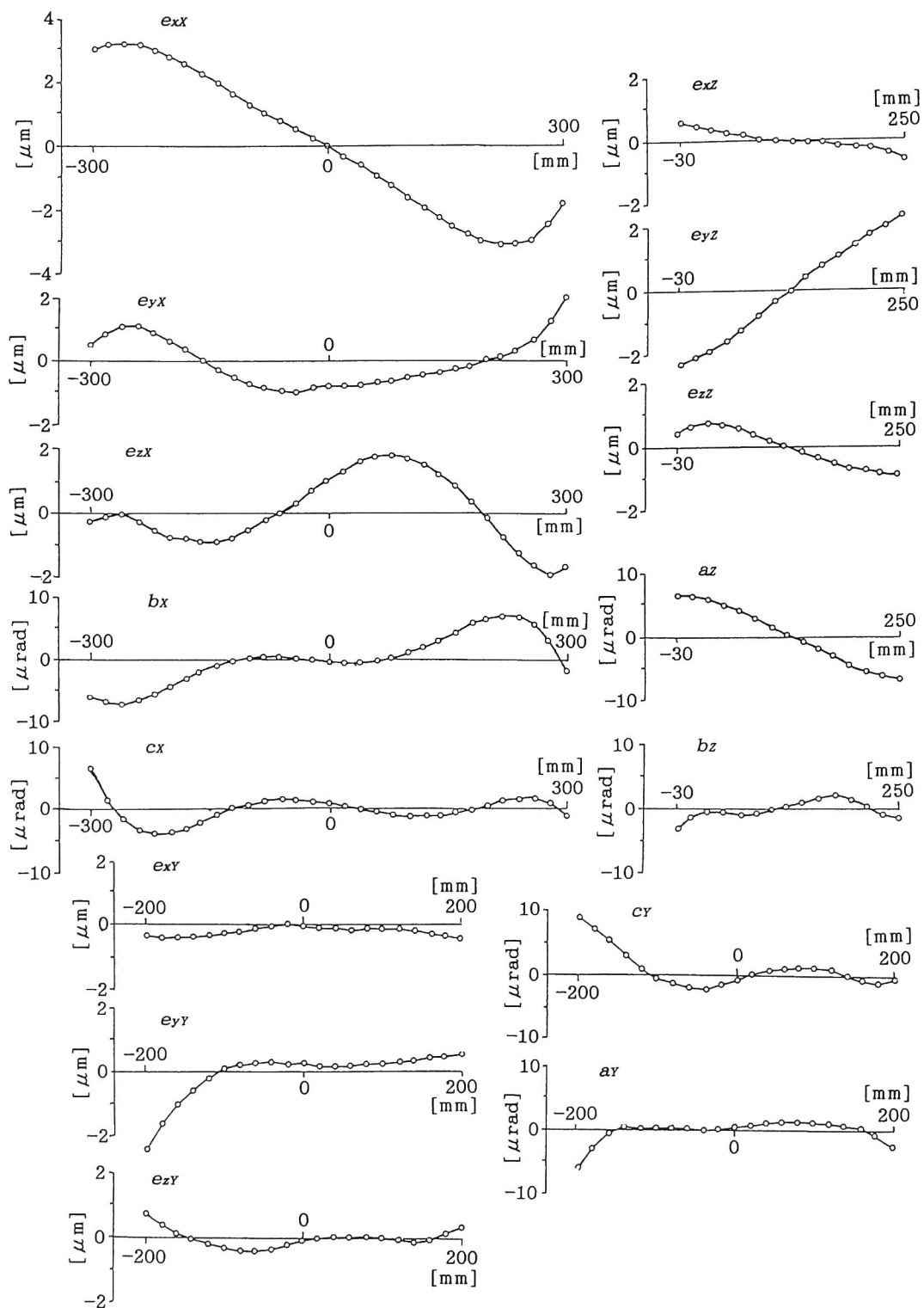


図3.18 3次元測定機の運動誤差

2 μm 程度の差異が現れるのは避けられない。なぜなら、測定機の最小表示値は1 μm であり、丸め誤差も各軸に対して1 μm あると考えられ、3次元的にみると $\sqrt{3} \div 2 \mu\text{m}$ になるからである。

結果を図3.25に示す。2点を除いて最大3 μm 位であり、これは測定機の繰返し精度

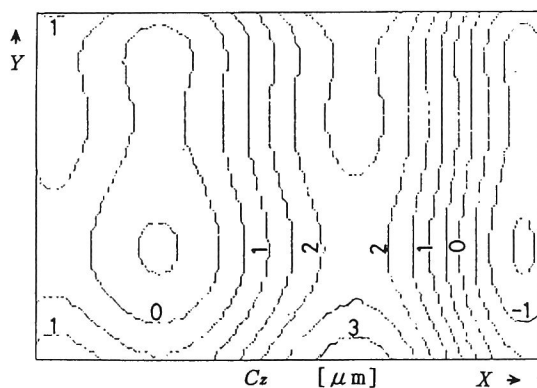
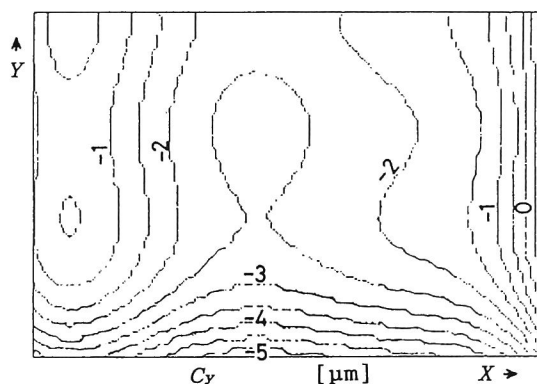
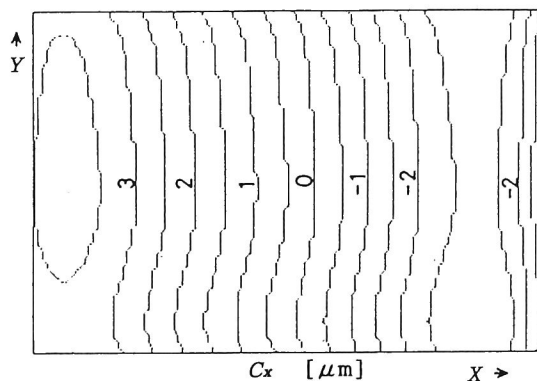


図3.19 $Z=0$ のXY平面上での誤差ベクトルの量

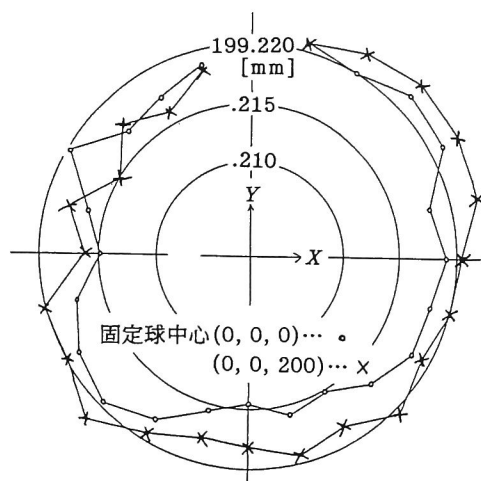


図3.21 XY平面トレースの結果

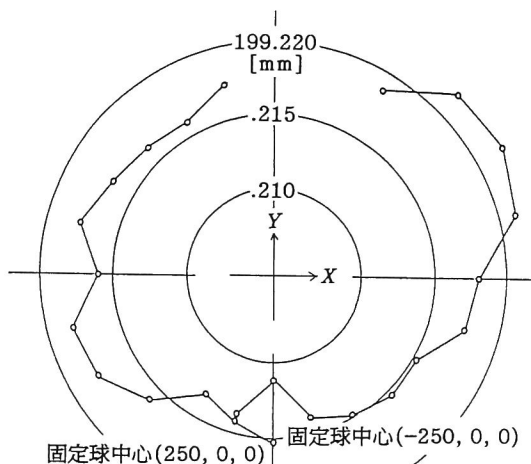


図3.22 XY平面トレースの結果

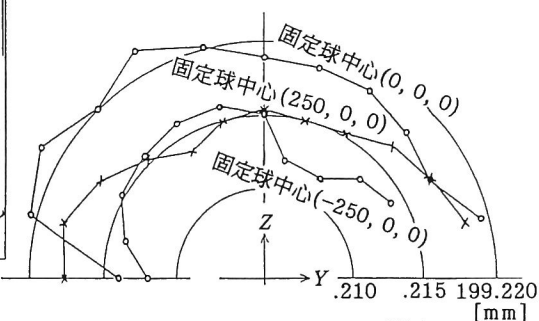


図3.23 YZ平面トレースの結果

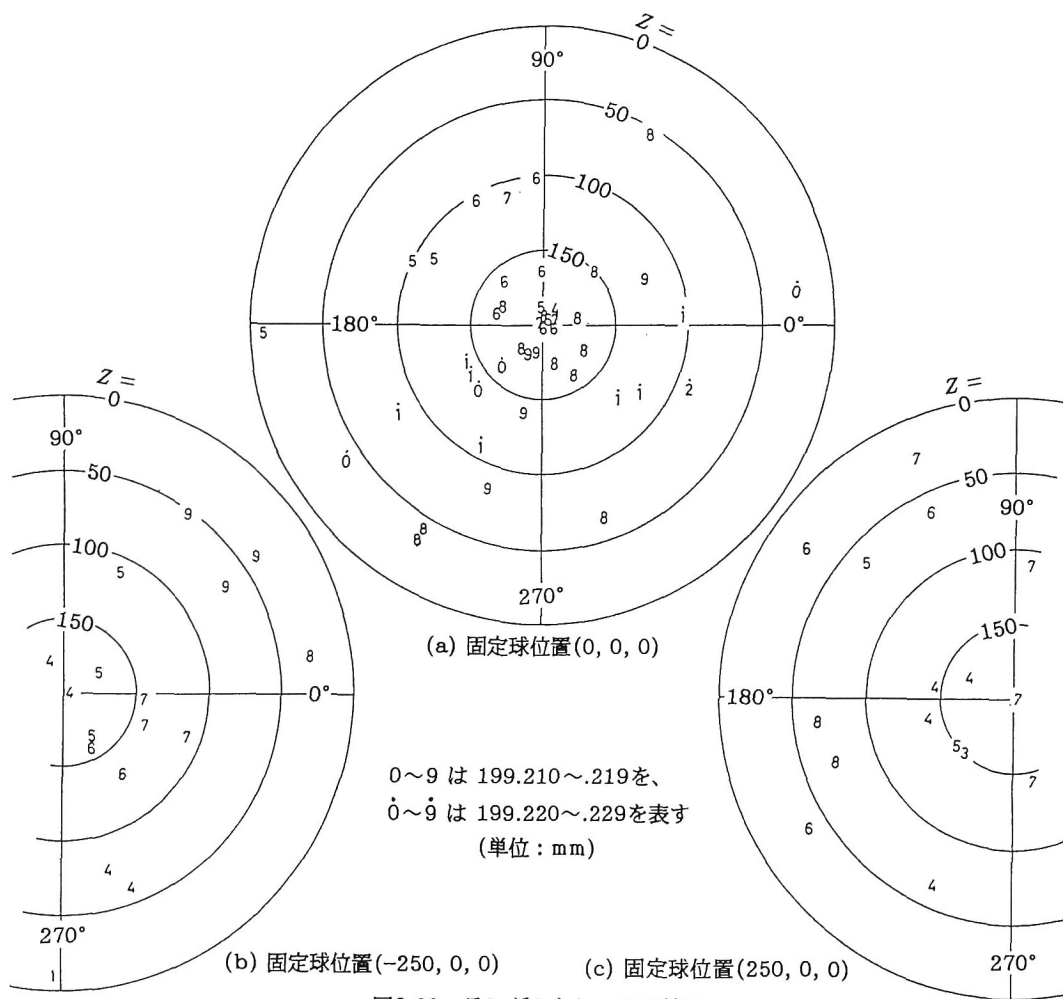
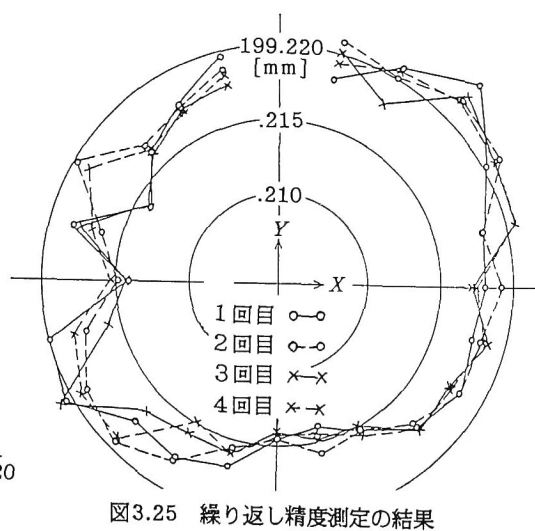
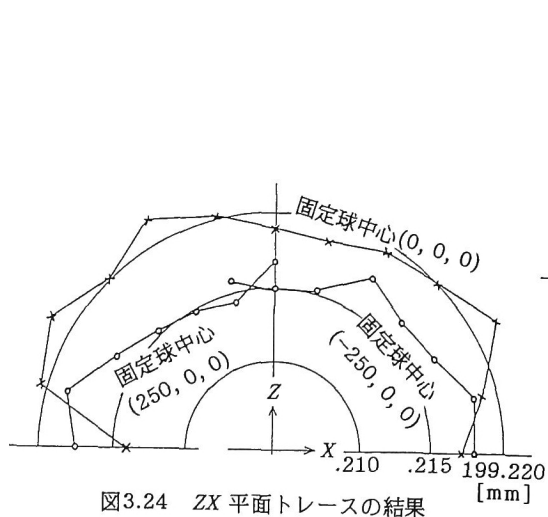


図3.20 ランダムトレースの結果



(標準偏差 $1\mu\text{m}$ 以内)から考えて満足できるものである。

3.5.3 両者の対応

DBB装置を用いて行ったランダムトレースと平面トレースの測定点211点について、図3.18の結果をもとに、式(3.37)から誤差ベクトルを作成し、式(2.5)により ΔR を計算した。この ΔR を横軸にプロットし、DBB測定で得られた座標値から計算した $R(=\sqrt{X^2+Y^2+Z^2})$ を縦軸にプロットして、両者の相関をみたものが図3.26である。図3.26においてかなり明瞭な正の相関が見られる(相関係数0.68)。一方、球中心間距離の真の値を知るために、 X , Y , Z 軸に平行してバーが置かれている状態の R の値を平均して、これを R の真の値とした。各軸に平行にバーが置かれている状態では、

スケールの誤差のみが測定に関与し、最も誤差が小さくなると判断できる。各軸に平行にバーを置いたときに測定された平均値と標準偏差は次の通りである。

X 軸に平行に置いたとき	199.2163mm,	$0.9\mu\text{m}$
Y 軸に平行に置いたとき	199.2156mm,	$0.9\mu\text{m}$
Z 軸に平行に置いたとき	199.2166mm,	$0.9\mu\text{m}$

図3.27にDBB測定で得られた R の値のヒストグラムと、誤差ベクトル \vec{C} より計算された ΔR の値で補正した $(R - \Delta R)$ 値のヒストグラムを示す。補正前の R の平均が 199.2177mm 、標準偏差が $2.9\mu\text{m}$ であったのに対し、補正後の $(R - \Delta R)$ の平均は

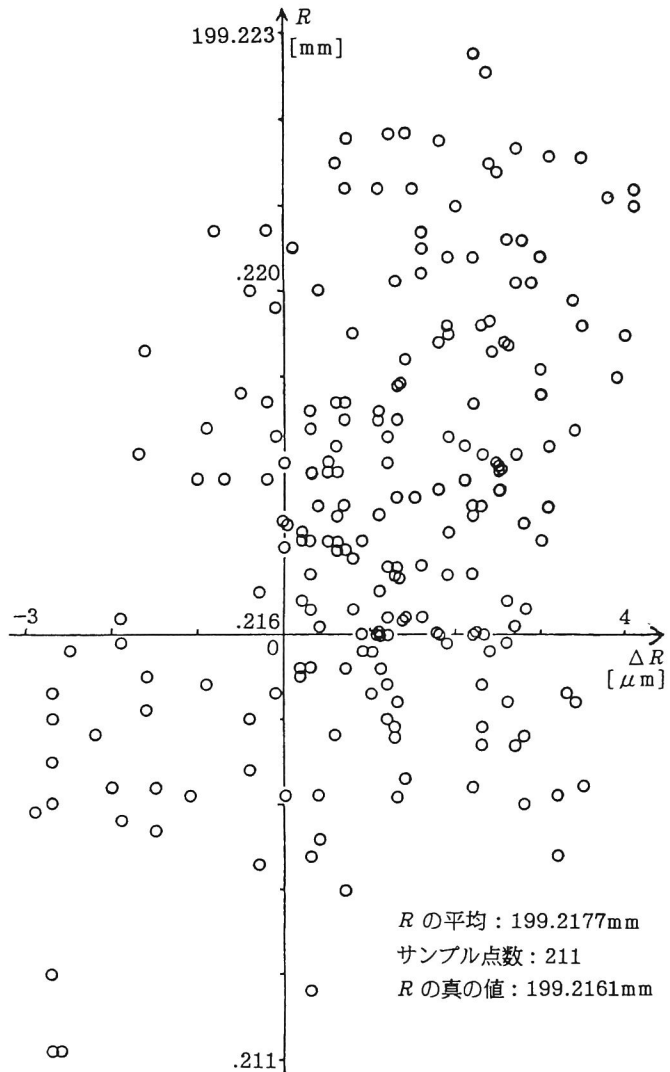


図3.26 \vec{C} から換算した ΔR (横軸)と R との相関図($R \approx 200$)

199.2168mm、標準偏差が $2.1\mu\text{m}$ と改善された。ただし、これらの標準偏差は R の真の値の周りについて求めたものであり、標本標準偏差は図3.27中の()に示したものとなりあまり差はない。

以上より、誤差ベクトルとDBB測定による結果は一致するといえる。

図3.27の補正の効果があまりよくない、特に標準偏差があまり変わらないのは、誤差ベクトルを求める方法が原因だと思われる。というのは、ストレートエッジマスタの真直度が未知で測定機の運動精度と同じオーダーの可能性があること、測定点から各点での誤差ベクトルを求めるのに5次の多項式近似を用いていること等が問題である。しかし、これ以上正確な誤差ベクトルを測定するにはレーザ干渉計を用いて、測定点を多くして、近似を精密にしなければならない。それでも、測定機表示の丸め誤差や繰り返し誤差のため、ばらつきはある程度残るのはやむをえない。

3.6 結 論

本章では、機械の持つ系統誤差を数えあげ、それらをベクトル表示する方法を示した。また、固定式DBB装置を用いてその表示法を検証した。その主な内容は以下のとおりである。

(i) 機械の持つ系統誤差として、並進誤差と回転誤差を定義し、それらを用いて誤差ベクトルの表現法として2通り示した。

(ii) 3次元座標測定機について誤差ベクトルを求めた。また、同じ測定機を対象に固定式DBB装置で測定を行い、両者の結果を比較することで、誤差ベクトルによる機械の誤差の表現法が正しいことを検証した。

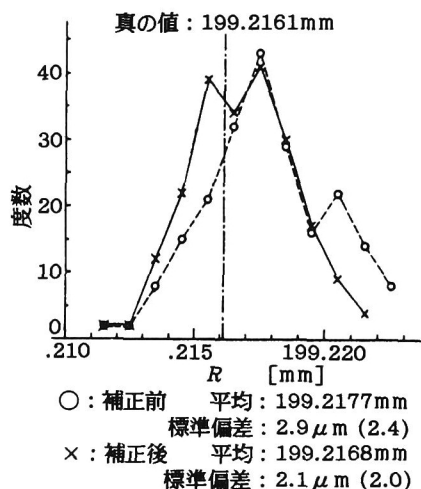


図3.27 ΔR を用いて補正した結果

第4章 機械構造が運動精度に及ぼす影響

4.1 緒 論

第2章では機械の運動誤差を精度よく測定するDBB法について述べた。また第3章では機械の運動誤差を誤差ベクトルで表現する方法を示した。ここで、機械にはそもそものような原因でこういった誤差が存在するのかをまだ示していない。本章と第5章でそれを示し、ある特定の誤差が存在するときにDBB測定にはどのように現れるかを考察することにする。

本研究で扱っている送り運動の誤差原因には機械の幾何形状に関するものと、送り運動の制御系に関するものがあり、前者は並進誤差と回転誤差(姿勢変化)に分類される。本章では、機械の誤差原因のうち、機械の構造(幾何形状)自体が運動誤差の原因となっているものを扱う。それらは大きく分けて案内系と、ボールねじ送り駆動系に分けているが、案内にはボールねじが取り付けられており、さらには送り駆動系はサーボ系によって制御されているわけであるから、ここでの分類、あるいは本章と次の第5章で述べるサーボ系とは明確に分離できない。

また、機械の製作精度の向上やNCによる各種の補正により、並進誤差が小さくなりつつある今日では、回転誤差が残された主な幾何誤差であるとも言えるので、回転誤差がNC工作機械の運動精度に及ぼす影響を研究し、第6章においてその診断法を確立することにする。

本章の概要は次のとおりである。

4.2節では、現存する機械において、機械構造による誤差を数え上げ、それらの誤差が存在したときにDBB測定を行うとどのような軌跡となって現れるかを解析する。4.3節では4.2節の理論解析の結果を、実機において確認する実験を行う。

4.2 各種の誤差原因によって生じる運動誤差の理論解析

4.2.1 個々の誤差原因による誤差ベクトルと軌跡パターン

並進誤差を e_{ij} で表すとき、誤差の方向 i と送りの方向 J が一致しているとき(すなわち位置決め誤差)は、その軸方向を含む2平面のDBB測定で誤差が検出され、 i と J が一致していないとき(直角度誤差や真直度誤差)は、 i と J で決まる平面でのみDBB測定で誤差が検出される。

回転誤差とは摺動体の角度変化(姿勢変化)をさし、これに起因する誤差はAbbeの誤差となる。姿勢変化による誤差は、回転ベクトルと位置のベクトルとの外積により求まるため、DBB測定の際の影響は、その回転が生じた平面を構成している軸に現れる。例えば、 X 軸回りの回転は YZ 平面で生じるため、 Y 軸と Z 軸に誤差が現れ YZ 平面でのDBB測定の影響が大きい。また、回転誤差が一次の関数であっても、回転誤差が生じている軸によって高次の運動誤差軌跡となって現れることがある(サドルのヨーイングによる X 軸方向の真直度誤差など)。位置のみに依存する回転誤差の原因としては、摺動面の反りやたわみによることが多く、1次関数や、せいぜい2次関数分布として扱える。

回転誤差は、①緩やかな姿勢変化 と ②急激な姿勢変化 に分けられる。緩やかな姿勢変化は、おおむね摺動体の位置のみによって誤差ベクトルが決まるものであり、案内面の真直度誤差、ベッドの基礎の据付け不良による構造の変形、オーバーハングなどによる構造の弾性変形が含まれる。急激な姿勢変化は案内面と摺動体との間の接触剛性の不足及びすきまが存在することによって生じるもので、運動方向によって変化する。

本節で分類した誤差原因について、それぞれに固有の誤差ベクトルが定まるので、それをDBB測定の基本式(2.5)に代入することにより、誤差原因から定まる軌跡パターンが得られる。

以下に代表的な誤差原因についてそれぞれ考察を加えるとともに⁽³⁵⁾、軌跡パターンの導出過程を示す。なお(E)は並進誤差を示し、(R)は回転誤差を示す。

なお、第3章で述べたように、機械の誤差を表現するには外部座標(空間に固定した座標、 (X_E, Y_E, Z_E))を用いているが、誤差ベクトル法では、テーブル側の球中心と共に移動する座標系を用いるために誤差ベクトルを求める際に座標を変換する必要がある。

例えば、図3.5、図3.7のような立型MCの場合には、 X 、 Y 軸送りはテーブルが移動し、 Z 軸送りは主軸が移動するために空間に固定した座標に $X = -X_E$ 、 $Y = -Y_E$ 、 $Z = Z_E$ を代入する。同様に図3.9のようなコラム移動型横型MCの場合には X 軸送りはテーブルが移動し、 Y 、 Z 軸送りは主軸が移動するために $X = -X_E$ 、 $Y = Y_E$ 、 $Z = Z_E$ を代入する。

4.2.2 案内系

ここでは、全体構造・案内・摺動体に起因する誤差について「案内系」の誤差として一括して述べる。

(1) 2軸間の直角度誤差(E)

X 、 Y 、 Z 軸は、テーブル、サドル、主軸頭、コラムなどの接続関係によって定まり、それらとそれぞれの移動距離が工作機械の基本構造を決定している。2軸間の直角度誤差

(の大きさ)はこれらのユニットの接続関係に大いに依存し、かつその大きさがわかった場合の修正の容易さはさらに大きく接続関係に依存すると考えられる。

本研究では2軸間の直角度誤差は真直度誤差の一次成分として扱っている。2つの軸の運動方向に直角度誤差が存在することは非常に多いようである。①一つの構造体に二つの案内が存在する場合(図3.5、図3.7の立型MCの場合はサドルに、 X 軸案内面と Y 軸摺動面が存在する)の、二つの案内の直角が出ていないケースや、②コラムの基礎のレベル出しが不十分でコラムが前後、左右に倒れて、結果的に2つの運動軸が直交しないケースなどがある。

いま図4.1に示すように Y 軸が、 X 軸に垂直な方向からCW方向に微小角 α [mrad]だけ傾いている場合を考える。この直角度誤差によって Y 軸送りにもなって生じる X 軸方向の誤差 e_{xY} は、

$$e_{xY} = Y_E \tan \alpha = (-Y) \tan \alpha \doteq -\alpha Y$$

で与えられ、それ以外の項は0であるから、

$$\vec{E}_Y = (-\alpha Y, 0, 0)$$

となる。すなわち誤差ベクトルは、

$$\vec{C} = -\vec{E}_Y = (\alpha Y, 0, 0)$$

で与えられるので、これを基本式(2.7)に代入すると、

$$\Delta R = \frac{\alpha XY}{R} \quad (4.1)$$

いま図2.4に示すように θ を XY 平面の X 軸と OP のなす角にとり、DBBの円弧補間送りの半径を R とすると、

$$X = R \cos \theta, \quad Y = R \sin \theta$$

となる。これを式(4.1)に代入すると、 XY 平面で半径 R のDBB測定を行った場合の運動誤差は、

$$\Delta R = \alpha R \cos \theta \sin \theta = \frac{\alpha R}{2} \sin 2\theta \quad (4.2)$$

となる。これを基礎円上にプロットすると、軌跡パターンは図4.2のように 45° 方向に長軸をもつ楕円状になる。このとき長径と短径の差は $2\alpha R$ となる。

(2) 案内面の真直度誤差(E, R)

(2-a) 加工・組立による誤差(熱変形を含む)

案内面の加工の際に反りなどの真直度誤差が生じる上に、組立、据え付けの際の荷重に

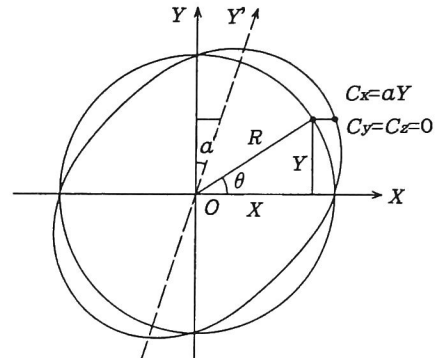


図4.1 2軸間の直角度誤差、誤差ベクトルおよび軌跡パターン

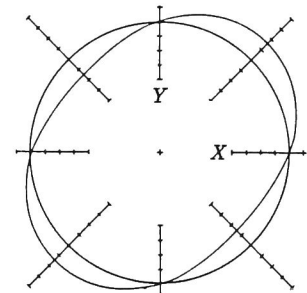


図4.2 直角度誤差の軌跡パターン

よってたわみ、真直度誤差が発生する。さらに構造体の焼鈍が不十分な場合は年月が経過すると歪が発生し、構造体を変形させ、多くの場合案内面に真直度誤差が生じるようである。性質上姿勢変化を伴う。またレール式のころがり案内の場合にはレールの取り付けの関係から真直度誤差が生じやすい。

回転の次数は真直度誤差の次数より一次低いものが現れる。従って、案内の長さにもよるが、案内面形状誤差に加えて摺動体のストロークの長さも関係してくるため、そう急激な変化はない。この原因による姿勢変化の方向は案内面真直度誤差の生じ方により3方向とも(ピッチング、ヨーイング、ローリング)生じ得る。

(2-a-1) 2次の真直度誤差

例として図3.5、図3.7のような形態の立型MCのXZ平面について考える。このとき誤差ベクトルは式(3.30)より、

$$\begin{aligned}\vec{C} &= -\vec{E}_x - \vec{R}_x \times \vec{AP}_w \\ \vec{C}_x &= -e_{xx} + e_{xz} - \{b_x(\vec{AP}_w)_z - c_x(\vec{AP}_w)_y\} - c_z(\vec{CP}_s)_y \\ \vec{C}_z &= -e_{zx} + e_{zz} - a_x(\vec{AP}_w)_y + \{a_z(\vec{CP}_s)_y - b_z(\vec{CP}_s)_x\}\end{aligned}$$

と表される。ここで \vec{AP}_w はテーブル摺動面中心Aから工作物上の点P_wまでの位置ベクトルである。いま図4.3に示すようにX軸送りの案内面の両端が反り上って案内面のXZ平面での断面形状が放物線になっており、Z軸方向の2次の真直度誤差 βX^2 [μm]があるとする。X軸送りに伴うZ方向の真直度誤差は $e_{zx} = \beta(-X)^2$ より $\vec{E}_x = (0, 0, \beta X^2)$ である。また、X軸送りにともなってテーブルの傾きが変化する。この場合の回転誤差はXZ平面内でのX軸送りのピッチング(b_x)である。機械のX座標の指令値がXであるときのテーブルの傾きは摺動体長さに関係なく、

$$\frac{dZ}{dX} = 2\beta(-X)$$

で与えられる。横軸をX、縦軸をZとするXZ平面では b_x はCW方向が正であるので $b_x = -(dZ/dX) = -2\beta(-X) = 2\beta X$ となり、 $\vec{R}_x = (0, 2\beta X, 0)$ となる。

$$\vec{E}_x = (0, 0, \beta X^2),$$

$$\vec{R}_x = (0, 2\beta X, 0)$$

$$\therefore \vec{C} = (-2\beta X(\vec{AP}_w)_z, 0, -\beta X^2 + 2\beta X(\vec{AP}_w)_x) \quad (4.3)$$

摺動面から h [mm]だけ上方(Z⁺方向)に位置する工作物において、簡単のためX軸送りの案内面中心からテーブル側の球中心までの垂直距離 $(\vec{AP}_w)_z$ を h 、水平距離を x_1 とおくと、

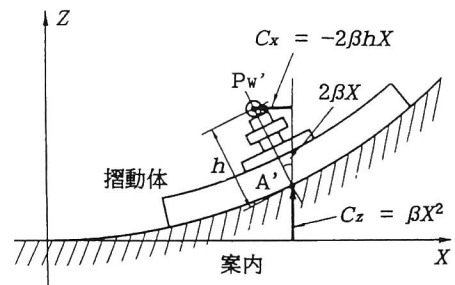


図4.3 案内の2次の真直度誤差とその誤差ベクトル

$$\overrightarrow{AP_w} = (x_1, 0, h)$$

とおけるので、これを式(4.3)に代入すると、

$$\vec{C} = (-2\beta hX, 0, -\beta X^2 - 2\beta x_1 X) \quad (4.4)$$

となる。 C_z のうち第1項は並進誤差の項で、第2項が回転誤差の項である。このように真直度誤差が原因で生じる回転誤差は、次数が並進誤差より1次低いものとして現れる。

誤差ベクトル \vec{C} を基本式(2.7)に代入すると、XZ平面で半径 R のDBB測定を行った場合の運動誤差は、

$$\begin{aligned} \Delta R &= -\frac{\beta}{R} (-2hX^2 - X^2 Z - 2x_1 XZ) \\ &= -\beta R(2h\cos^2\theta + R\cos^2\theta\sin\theta + 2x_1\cos\theta\sin\theta) \\ &= \beta R\{h(\cos^2\theta + 1)/2 + R(\sin\theta + \sin^3\theta)/4 + x_1\sin^2\theta\} \quad (4.5) \end{aligned}$$

となる。これは見かけ上、第1項は伸びが $-2\beta h$ の X 軸方向の1次の位置決め誤差、第2項は X 軸送りの Z 方向の2次の真直度誤差、第3項は X 軸と Z 軸間の直角度誤差となっている。4.2.1項でも述べたように位置決め誤差は X 軸を含む2平面でのDBB測定に現れるが、真直度誤差はZX平面のDBB測定にしか現れないから、XY平面でのDBB測定では、ボールねじ(またはスケール)の伸縮による1次の位置決め誤差と見かけ上同じ誤差軌跡が得られる。しかし、その係数にテーブルの摺動面からの距離 h を含むから、 h を変えてDBB測定を行うと見かけ上の伸びが変化することになる。工作物がテーブル中央に置かれる、あるいはDBB測定がテーブルの中心で行われるならば、 $x_1 = 0$ となり直角度誤差は現れない。

h がいろいろに変わった場合の案内面の2次の真直度誤差による運動誤差の軌跡パターンを、回転誤差と並進誤差が共に生じるXZ平面について図4.4に示す。破線で描いた軌跡は実線の軌跡よりもテーブルの摺動面からの距離 h を大きくした場合である。

【注】本研究では X 軸と Z 軸からなる平面を「ZX平面」と「XZ平面」との両方の記述を行っている。右手系からなる直交座標系という数学的な見方からすれば、「ZX平面」という表現のほうが正しいし、実際にNCのプログラムでもZX平面として、円弧補間送りのG02(CW), G03(CCW)を定めている。一方、極図を作成するとき、特に立型の機械の X 軸が水平送りなのに横軸でないと見にくいので、 X 軸を横軸に、 Z 軸を縦軸にして描くことが多い。したがって本研究では、特に極図をさすときは「XZ平面」と表現するが、単に

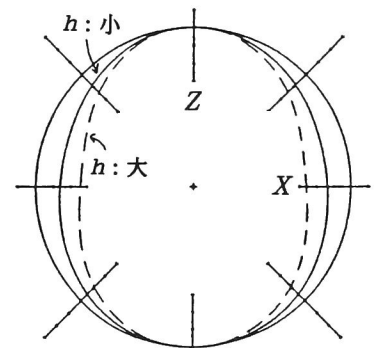


図4.4 2次の真直度誤差による回転運動誤差の軌跡パターン

X 軸と Z 軸からなる平面をさすときには「ZX 平面」と表現することにする。

(2-a-2) 3 次の真直度誤差

X 軸送りの案内面に XZ 平面で 3 次の真直度誤差が存在し、断面形状が Z 軸方向に γ X_E^3 [mm] で表せるとすると、 $e_{zx} [\mu m] = \gamma (-X)^3$ より、

$$\vec{E}_x = (0, 0, \gamma X^3), \quad \vec{R}_x = (0, 3\gamma X^2, 0)$$

ゆえに XZ 平面では、

$$\begin{aligned} \Delta R &= -\frac{\gamma}{R} (-3hX^3 - X^3 Z - 3x_1 XZ^2) \\ &= \gamma R^2 (-3h\cos^3 \theta - R\cos^3 \theta \sin \theta - 3x_1 \cos \theta \sin^2 \theta) \\ &= \gamma R^2 \{3h(3\cos \theta - \cos 3\theta)/4 - R(\sin 4\theta - 2\sin 2\theta)/8 \\ &\quad - 3x_1 (\cos \theta - \cos 3\theta)/4\} \end{aligned} \quad (4.6)$$

運動誤差の誤差ベクトルと XZ 平面での軌跡パターンは省略する。以上のことから、案内面の真直度誤差による回転誤差は真直度誤差の次数よりも 1 次低く、案内面からの垂直距離に比例する位置決め誤差として、並進誤差である真直度誤差と共に現れることと、同じ真直度誤差が原因ならば、それによる並進誤差よりも回転誤差の方が、運動誤差に及ぼす影響が大きいことがわかる。

(2-b) 基礎の据え付け不良による誤差

機械の据え付けが 4 点でされていて、そのうち 3 点で重量を支えている場合によく生じる。支持する 3 点はサドルとテーブルの移動に伴い重心の位置が変わってくるためサドル全体が姿勢変化する。この場合、一軸だけの送り運動では重心の移動が少ないため、誤差を発見することは困難である。

例として図 4.5 のように、ベッドが 4 点 D_1, D_2, D_3, D_4 で支えられていて、据え付け不良や床の沈みにより対角線上の 2 点 D_2, D_4 が $\delta [\mu m]$ ずつ沈んだ場合を考える。簡単のため据え付けブロック間の X, Y 軸方向の距離 $L_x, L_y [\text{mm}]$ は等しいとしてこれを L とする。また、対角線 $\overline{D_1 D_3}$ 上の点は変位しないと考え、同図 (a) の矢印の向きから見たベッドの右半分を同図 (b) に示す。この図からわかるように、ベッドの右半分は、 D_1, D_3 を固定され D_2 を δ だけ沈ませて単純支持された一端固定他端支持はりと考えられる。X, Y 軸を 45° 回転させたものを m, n 軸とし、簡単のため変形を二次曲線に近似させると、ベッド各部のたわみ $Z [\mu m]$ は、

$$Z = -\frac{2\delta}{L^2} m^2$$

で表される。

$$m = \frac{1}{\sqrt{2}} (X_E - Y_E)$$

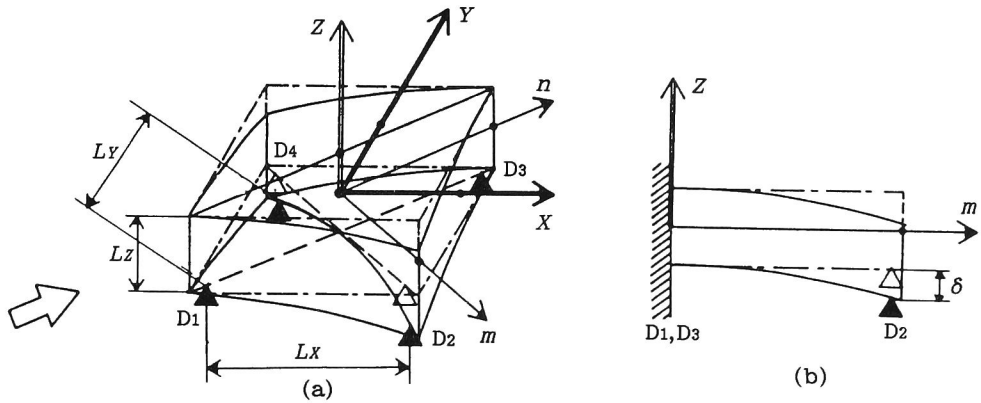


図4.5 基礎の据え付け不良によるベッドの弾性変形

より、

$$Z = -\frac{\delta}{L^2} (X_E - Y_E)^2 \quad (4.7)$$

となる。また、式(3.30)よりXY平面での誤差ベクトルは、

$$\begin{aligned} C_x &= -e_{xx} - e_{xy} - \{b_x(\overrightarrow{AP_w})_z - c_x(\overrightarrow{AP_w})_y\} - \{b_y(\overrightarrow{BP_w})_z\} \\ C_y &= -e_{yx} - e_{yy} - \{-a_x(\overrightarrow{AP_w})_z\} - \{c_y(\overrightarrow{BP_w})_x - a_y(\overrightarrow{BP_w})_z\} \end{aligned} \quad (4.8)$$

となる。ベッドのたわみは以上のようになるが、サドルが同様にたわむかどうかはサドルの厚さや構造による。ここでは、サドルが完全に弾性変形するか、全く弾性変形しないかとして以下のように考える。

(2-b-1) サドルが弾性変形する場合

ベッドのX軸方向の形状どおりに変形するとすると、式(4.7)においてZを X_E , Y_E で偏微分し、向きに注意して回転誤差を求めると、X軸送りのローリング a_x 、ピッチング b_x 、Y軸送りのローリング b_y 、ピッチング a_y が求められ、これらを式(4.8)に代入すると、

$$C_x = \frac{2\delta}{L^2} h(X-Y), \quad C_y = \frac{-2\delta}{L^2} h(X-Y)$$

となる。これを基本式(2.7)に代入すると、

$$\Delta R = \frac{2h\delta R}{L^2} (\cos\theta - \sin\theta)^2 = \frac{2h\delta R}{L^2} (1 - \sin 2\theta) \quad (4.9)$$

となる。ただしhはY軸案内面からの高さである。これを基礎円上にプロットすると図4.6のように軸が45°傾いた楕円状になる。ここでは高さhをいろいろに変えた場合の軌跡パターンを示している。

(2-b-2) サドルが剛体変位する場合

X軸送りでは回転誤差は生じないとすると、式(4.7)においてZを X_E , Y_E で偏微分

し、回転誤差がX座標に依存しないことに注意すると、Y軸送りのローリング b_y とピッチング a_y が求められ、これらを式(4.8)に代入し、さらに基本式(2.7)に代入すると、

$$\begin{aligned}\Delta R &= \frac{2h\delta R}{L^2}(-\cos\theta \sin\theta + \sin^2\theta) \\ &= \frac{h\delta R}{L^2}\{1 + \sqrt{2}\sin(2\theta - 135^\circ)\}\end{aligned}\quad (4.10)$$

が得られる。これを基礎円上にプロットすると図4.7のように軸が 67.5° 傾いた楕円状になる。

実際には据え付けブロックの間隔も縦と横で異なったり、ベッド、サドルの構造もある1つの方向

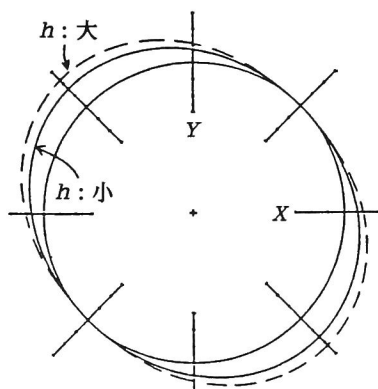


図4.6 基礎の据え付け不良による軌跡パターン(サドルが弾性変形する場合)

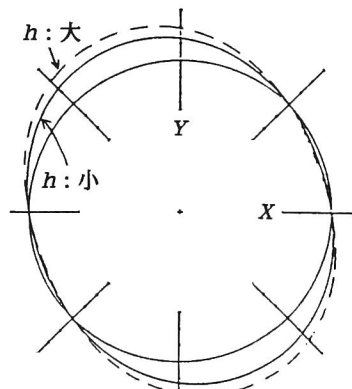


図4.7 基礎の据え付け不良による軌跡パターン(サドルが剛体の場合)

に剛性が高いこともあるので、軌跡パターンは図4.6と図4.7の間と考えられる。

(2-c) 重量の移動にともなう構造体の弾性変形による誤差

立型MCは構造が単純であるので、特有なオーバーハングはそう多くない。ただしベッドが薄い構造のものは基礎の据え付け不良に非常に敏感である。また、大多数の立型MCはX軸ストロークを大きくするため、テーブルがオーバーハング状態になっている。この場合にはテーブルの移動に伴って重量移動による真直度誤差とピッチングを生じやすい。このオーバーハングに伴う誤差は、工作機械の使用年数と共に大きくなる。

3.3節では構造体は剛体と仮定したが、実際には移動重量の影響により送り運動にともなって局部的に(特に摺動体と案内面の接触部で)弾性変形が生じる。従ってどのような工作物がどの位置に置かれ、どのような送り運動が与えられているかによって大きく変わる。立型MCで特にオーバーハングが大きい場合、テーブルのX軸方向の移動にともない、サドルとY軸方向の案内面との接触部やベッドの据え付けブロック、あるいは場合によっては基礎が弾性変形してテーブルの沈みと回転が生じる(図4.8)。サドルとY軸方向の案内面との接触部の変形の場合、案内面間の距離を $2L$ [mm]、テーブル質量を M [kg]、接触部の接触剛性を k [MN/m]、重力加速度を g [m/s²]とすると、材料力学による計算からテーブル中央の点のたわみ δ_1 とたわみ角 ψ は、

$$\delta_1 = -\frac{Mg}{2kL}X_E^2, \quad \psi = -\frac{Mg}{2kL}X_E$$

となる。テーブル重量 $W[N]$ を $W=Mg$ とおき、テーブル中央から X_E 方向に L_X だけ離れた点でのたわみ δ_z は、

$$\delta_z = -\frac{W}{2kL} X_E^2 - \frac{W}{2kL} X_E L_X$$

となり、たわみ角は中央の点と同じである。DBB測定を行う場合、この点にテーブル側の座を取り付けると、

$$X = -X_E - L_X + ahL_X / (1 + ah)$$

によって座標を変換し、 $X=0$ のときの誤差を0として、

$$e_{zx} = -\frac{W}{2kL} X(X + (1 - 2ah)L_X), \quad b_x = \frac{W}{2kL} X$$

となる。

これらを式(3.30)に代入し、さらに基本式(2.7)に代入すると、

$$\begin{aligned} \Delta R &= \frac{WR}{2kL} \{ h \cos^2 \theta + \cos \theta \sin \theta (R \cos \theta + (1 - 2ah)L_X) \} \\ &= \frac{WR}{2kL} \{ h(\cos 2\theta + 1)/2 + R(\sin 3\theta + \sin \theta)/4 \\ &\quad + R \sin 2\theta (1 - 2ah)L_X/2 \} \end{aligned} \quad (4.11)$$

となる。ただし $h[mm]$ は Y 軸方向の案内面からの距離である。

ベッドの据え付け部が変形する場合も同様の式で表せる。ただしそのときの $2L$ は据え付けブロック間の X 軸方向の距離であり、 h は床からの高さである。

式(4.11)は見かけ上、2次の真直度誤差による回転誤差とよく似た形であるが、テーブル上の測定位置を変えると(L_X を変えると)第3項の見かけ上の直角度誤差の項の大きさが変わるため差が現れる。軌跡パターンは省略する。

(3) 摺動体に作用する回転モーメント(R)

(摺動体と案内面の間の接触剛性の不足および隙間)

案内のがたやボールねじの取り付け誤差による姿勢変化をさす。そのため送り方向によって誤差の方向が逆になる。特に案内とボールねじ駆動部の配置が非対称になると運動時にモーメントが生じて回転誤差(特にヨーイング)が生じやすい。

テーブルやサドルの移動といった、摺動体が水平面内で直線運動を行う場合に、摺動体に作用する力はボールねじナット部に作用する駆動力と、摺動面に作用する摩擦力である。加えて、速度が大きい場合には慣性力が作用する。さらにオーバーハングなどがある

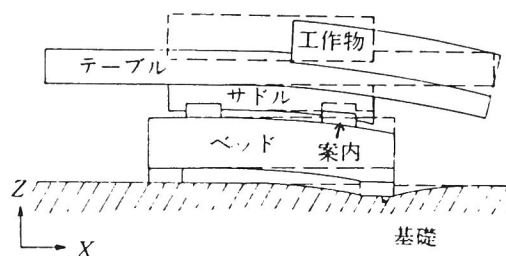


図4.8 重量移動による弾性変形

場合には摺動体などに働く重力を考える必要がある(これについては先の(2-c)で検討した)。

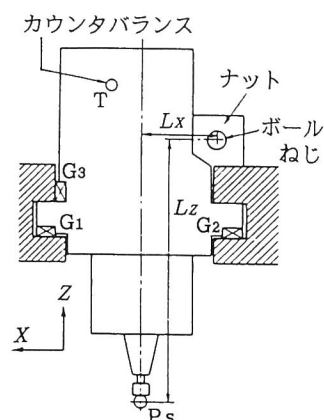
門型MCはクロスレール上を水平に移動するサドルと主軸頭(通常は Y 軸と呼ばれるが、 X 軸と呼ばれる場合もある)に回転誤差が現れることが多いようである。すなわちボールねじ駆動部から主軸先端までの間隔が長いので主軸頭の姿勢変化の影響を受けやすい。さらに構造上サドル、または主軸頭のキャリッジの L/B (L :長さ、 B :幅)を大きくとりにくい問題や、クロスレールが高い位置にあるので室温変化による熱変形の影響を受けやすい問題がある。さらに、クイル構造をしている機械では、運転時の主軸の温度上昇による熱膨張を見込んでハウジングとの間にクリアランスを設定しているので、この影響によるクイルの回転誤差がおきやすいようである。

主軸頭(ヘッド)の上下(横型MCでは Y 軸、立型MCでは Z 軸)で代表される、摺動体が垂直方向に直線運動を行う場合には、以上に加えて摺動体の自重とこれに釣りあうカウンタバランス力がある。特にダブルコラム構造の横型MCの Y 軸の場合には、細いダブルコラムの間に主軸頭が挟まれているので、案内自体の剛性が低いうえに Y 方向の位置によって剛性が異なるので、ギブによる拘束力自体も変化する。しかもボールねじが片寄って取り付けられ、重力に抗して上下に運動しなければならない。したがって横型MCの主軸頭は非常に回転誤差(ヨーイングや、ピッチングなど)が生じやすい。立型MCでは、主軸頭はコラムから張り出している所以、姿勢変化自体は小さくても、それによる誤差は大きくなる。

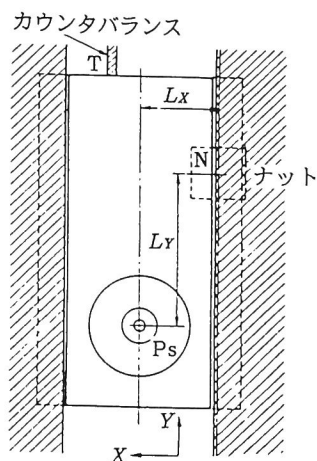
以上のような理由で、まず摺動体の垂直運動の際の回転モーメントによる回転誤差を(3-a)で横型MCの Y 軸について解析し、次に水平運動の際の回転モーメントによる回転誤差を(3-b)で解析する。立型MCの Z 軸の回転誤差も基本的には(3-a)と同じである。

(3-a) 垂直直線運動に伴う回転誤差

一般によく使用される代表的な横型MCの主軸頭とコラムの正面図と Y^+ 方向から見た断面図を図4.9に示す。この図をもとにして垂直直線運動に伴う姿勢変化について理論解析を行う。横型MCでは、コラムの間にヘッドがはさまれる形となっており、立型MCに比べて Y 軸送りの際の



(a) 断面図



(b) 正面図

図4.9 横型MCのコラムの断面図および正面図

剛性が弱く、回転誤差が生じやすいと考えられている。

(3-a-1) 主軸頭のY軸送りに伴うローリング(b_Y)がある場合

Y軸送り、すなわち主軸頭の上下運動におけるY軸回りの回転運動(ローリング)の原因としては、Z軸方向に隙間が生じているか、あるいはギブ G_1 、 G_2 の接触剛性が不足していて、ボールねじの回転による摩擦力で主軸頭がボールねじの中心の回りを回転することが考えられ、その場合、主軸先端 P_s はX軸方向に変位する。これは立型MCのZ軸送りでも存在するが、横型MCの方が回転中心から主軸先端までのZ軸方向の距離 L_z [mm]が長く、わずかなローリングでも大きな誤差として現れる。また、ボールねじの位置は偏って取り付けざるを得ず、左右のギブ G_1 、 G_2 にかかる力が G_1 では力の向きが面とほぼ垂直なので大きく、 G_2 では力の向きが面とほぼ平行なので小さくなるために、 G_1 での弾性変形が大きくなり回転運動が大きくなる。ただし、 G_1 、 G_2 の接触剛性はかなり強く、ボールねじの回転による摩擦力はかなり小さいので、理論どおりのローリングが実際に生じるとしてもそれは微小な量であると思われる。

主軸頭が上昇するとき、ボールねじは Y^+ 方向から見て時計回り方向に回転するため、それにともなう主軸頭のローリングも時計回りであり、回転誤差 b_Y [mrad]は負となる。したがって、XY平面では X^+ 方向に誤差が生じて、そのときのDBB測定の軌跡パターンは基礎円より X^+ 方向に偏る。逆に主軸が下降するときのは基礎円より X^- 方向に偏る。

すなわち、

$$C_x = -L_z b_Y, \quad C_y = 0, \quad C_z = -L_x b_Y$$

(ここで L_x [mm]はボールねじと主軸とのX軸方向の距離)

これを基本式(2.7)に代入すると、XY平面では、

$$\Delta R = -L_z b_Y \cos \theta \quad (4.12)$$

となる(ただし b_Y は上昇中は負、下降中は正)。このときの軌跡パターンを図4.10に示す。この場合、図のようにCW方向とCCW方向により軸の長さが異なる楕円状の軌跡パターンを描くことがわかる。

(3-a-2) 主軸頭のY軸送りにともなうピッチング a_Y がある場合

主軸頭に作用する垂直方向の力にはカウンタバランスによる吊り上げ力、重力、ボールねじによる駆動力、案内面と摺動体との摩擦力などが存在するが、このうち送り方向によって変化するのは駆動力と摩擦

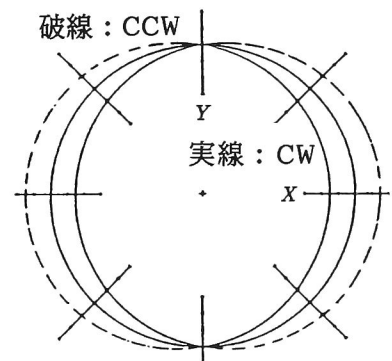


図4.10 主軸頭ローリングの軌跡パターン

力である。この力の変化によって回転モーメントが変化し、主軸頭のY軸送りにともなうピッチング a_Y [mrad]が生じる。

【注】 回転中心は位置決め機構を中心とするので、ここでは便宜上セミクローズドループ方式NCのナットを中心とした回転運動のみを考えたが、クローズドループ方式NCの場合はスケールを中心として回転すると考える。

上昇中は上向きの駆動力によりナット部Nを中心としてX軸回りの負の回転運動が生じ、負のピッチング a_Y が生じる。ゆえに上昇中はY⁻方向に誤差が生じ、XY平面の軌跡パターンは、基礎円よりY⁻方向に偏る。逆に下降中は正のピッチングが生じ、基礎円よりY⁺方向に偏る。Nと主軸先端P_SのY軸方向の距離を L_Y [mm]とすれば、

$$C_x = 0, \quad C_y = a_Y L_Z, \quad C_z = -a_Y L_Y$$

となるから、これを基本式(2.7)に代入するとXY平面では、

$$\Delta R = a_Y L_Z \sin \theta \quad (4.13)$$

となる(ただし a_Y は上昇中は負、下降中は正)。このときの軌跡パターンを図4.11に示す。この図からY軸送りのピッチングがあるとY軸にバックラッシュによる誤差があるかのような軌跡パターンとなることがわかる。したがって、バックラッシュと見分けはつけにくい。しかしたとえばクローズドループ方式の機械はバックラッシュは現れないはずであるから、クローズドループ方式で図4.11のような軌跡が現われたら回転誤差が生じていると考えられる。

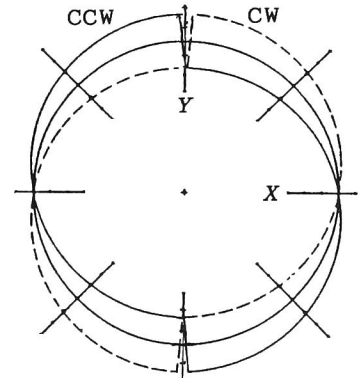


図4.11 主軸頭ピッチングの軌跡パターン

(3-a-3) 主軸頭のY軸送りにともなうヨーイング c_Y がある場合

ピッチングのときと同様にして、Nを中心として、ボールねじの駆動力によるZ軸回りの主軸頭の回転運動が存在する。

上昇中は上向きの駆動力が働き、Nを中心としてZ軸回りの負のヨーイング c_Y [mrad]が生じ、下降中は下向きの駆動力が働き、正のヨーイングが生じる。このとき、

$$C_x = c_Y L_Y, \quad C_y = c_Y L_X, \quad C_z = 0$$

であるから、XY平面では、

$$\Delta R = c_Y L_Y \cos \theta + c_Y L_X \sin \theta \quad (4.14)$$

となる(ただし c_Y は上昇中は負、下降中は正)。このときの軌跡パターンを図4.12に示す。CW方向とCCW方向の軌跡の交点の位置は L_X , L_Y の大小関係によって影響を受ける。図の場合は、 $L_X = L_Y$ である。 L_Y が L_X より大きければ交点はY軸に近づき、 L_X が

L_Y より大きければ交点は X 軸に近づく。

(3-a-4) 主軸頭の Y 軸送りにともなうヨーイング c_Y があり、案内面に傾向付けがある場合

これまで、回転は運動方向が変化するときのみ起こり、主軸頭が一方方向に運動中は角度は一定であるとした。ここからは、位置により回転角が変化する場合を考える。

ギブ G_3 と接触する案内面とその反対側の案内面は、摺動抵抗を一定に保つために、摺動体の抗力による案内の変形量だけ、あらかじめ変形させて作る場合がある。これを傾向付けといい、案内面が外側から摺動体をはさみこむ形の案内方式の機械の場合は、中央部で案内面の間隔が狭い「鼓形」となっている。これによりヨーイング c_Y [mrad]が影響を受ける。

すなわち上下運動の中央部では摩擦力が大きく、ヨーイングが大きくなる。下部でDBB測定を行うときに、図4.13に示すように主軸側の球が最下点にあるときを基準として、 Y^+ 方向への移動量に比例してヨーイングが大きくなると仮定して、 $c_Y = c_{Y0}(R + Y)$ と表せば、式(4.14)より、

$$\begin{aligned} \Delta R = & -c_{Y0}R(1 + \sin \theta)L_Y \cos \theta \\ & + c_{Y0}R(1 + \sin \theta)L_X \sin \theta \quad (4.15) \end{aligned}$$

(ただし c_{Y0} は上昇中は負、下降中は正)

となる。このときの軌跡パターンを図4.14に示す。この図より、 Y^- 方向で誤差が小さく、 Y^+ 方向では一定のヨーイングがある場合とほぼ同じ誤差軌跡を描くことがわかる。

同様にして上部でDBB測定を行うときにヨーイングを $c_Y = c_{Y0}(R - Y)$ と仮定すれば、図4.14の X 軸対称の軌跡パターンが得られる。

回転角が Y 座標の1次関数の場合だけでなく、2次関数の場合も考えられる。例えば図4.15に示すように、中央部でDBB測定を行うときにヨーイ

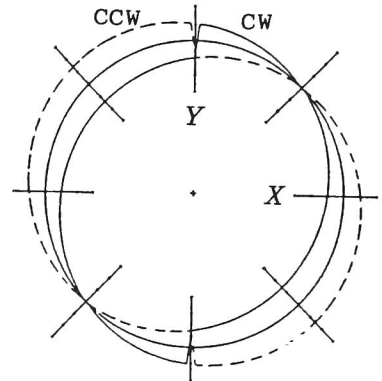


図4.12 主軸頭ヨーイングの軌跡パターン

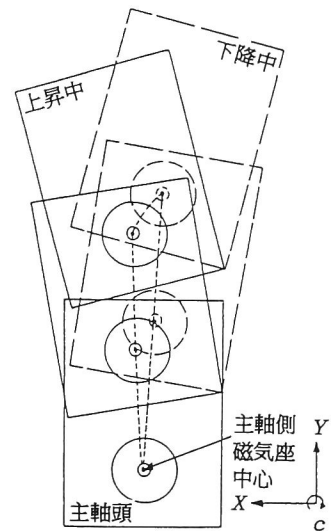


図4.13 ヨーイングが Y 座標の1次関数の場合

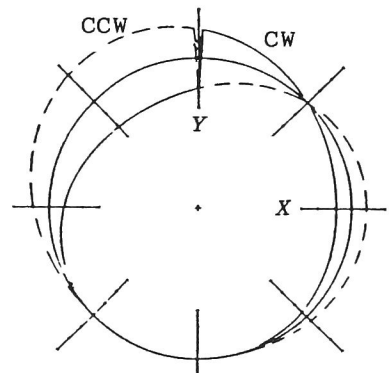


図4.14 傾向付けがある場合の主軸頭ヨーイングの軌跡パターン(ヨーイングが Y 座標の1次関数の場合)

ングが、 $c_Y = c_{Y0}(R+Y)$
 $(R-Y)$ と表せるときの軌
 跡パターンは図4.16のよ
 うになる。

(3-b) 水平直線運動に 伴う回転誤差

水平直線運動に伴う姿勢
 変化にもピッチング、ロー
 リング、及びヨーイングが
 あることは言うまでもな
 い。そのうちピッチングに
 ついては摺動体の大きな自

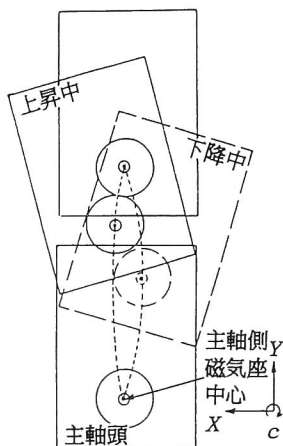


図4.15 ユーイングがY座
 標の2次関数の場合

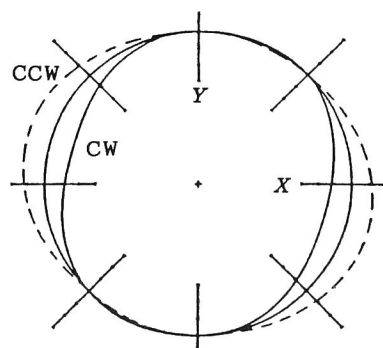


図4.16 傾向付けがある場合の主軸頭
 ユーイングの軌跡パターン(ユー
 イングがY座標の2次関数の場合)

重が作用しているので、駆動力と摺動抵抗によって発生する回転モーメントは相対的に小さく、前述した(2-a)加工・組立による真直度誤差によるピッチング、(2-b)基礎の不良による真直度誤差、(2-c)重量物の移動に伴う真直度誤差、及び後述する(4-c)動圧による摺動体の浮き上がりによるピッチング以外のものは一般にきわめて小さいようである。

ローリングも同様で、これは(2-b)基礎の不良による真直度誤差によるもの以外は一般にきわめて小さいようである。それに対し、ヨーイングはしばしば発生するので以下に理論解析を行う。

(3-b-1) 摺動体の水平送りに伴うヨーイング(c_X, c_Y)

一般によく使用される代表的な水平送り摺動体であるテーブルの正面図と、X+方向から見た断面図を図4.17に示す。この図のようなナローガイド構造においては、駆動力と摺動抵抗がアンバランスになり、左方向に移動する場合は反時計回りの回転モーメントが発生し、摺動体にヨーイングが発生する。このヨーイング c_X は、それを拘束するギブの接触剛性によって決まる。このヨーイング c_X が仮にナット中心を中心として生じるとすると、テーブル側の球面座中心の位置は $\vec{C} = (C_X, C_Y, C_Z)$ に移動する。すなわち、

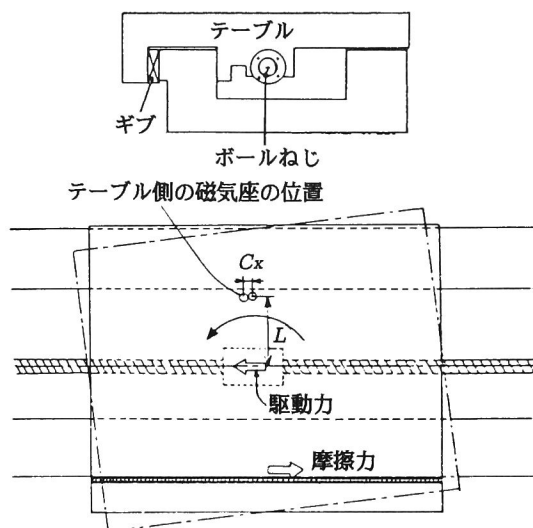


図4.17 ナローガイドにおけるヨーイング

$$C_x = L \tan c_x \div L c_x, \quad C_y = 0, \quad C_z = 0$$

逆にテーブルが右方向に移動する場合には $\vec{C} = (-L c_x, 0, 0)$ となる。

この誤差ベクトル \vec{C} を基本式(2.7)に代入すると、

$$\Delta R = \pm L c_x \cos \theta \quad (4.16)$$

となり、 L が正の場合は後述の4.2.3項のバックラッシュ補正が不適正な場合と全く同じ軌跡パターンとなる。 L が負の場合は逆になり、バックラッシュやロストモーションと全く同じ軌跡パターンとなる。ただし符号は運動方向により正方向に送るとき+、負方向に送るとき-となる。また、これによって生じる象限切換の際の段差はそれらと異なり、テーブル上の位置により L が変われば変化する。

以上は運動方向が変わった際に回転モーメントが大ききも含めて完全に反対になった場合であるが、ギブの状態によっては撓動抵抗ひいては回転モーメントが徐々に変化し、やがて一定になる場合がある。この場合には c_x が徐々に大きくなるので、軌跡パターンは図4.18に示すように象限切換の際の緩やかな段差となる。

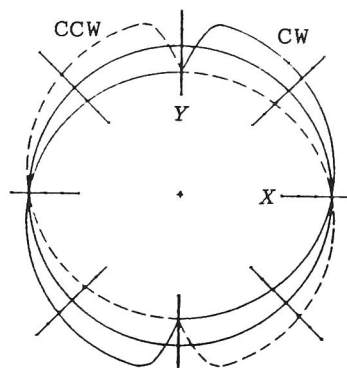


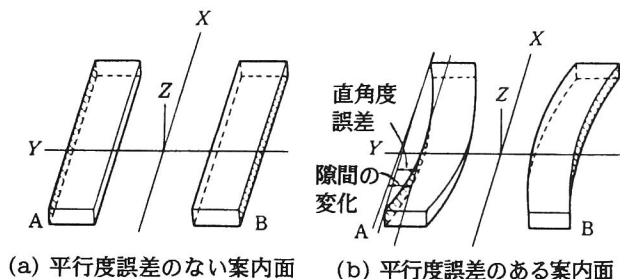
図4.18 緩やかな段差

(4) その他

(4-a) 案内面の平行度誤差(E, R)

(3)では横型MCのヘッドの上下運動についてのみ考えたが、案内面に平行度誤差があり、位置によって案内面の間隔が変化する場合には立型MCのテーブルやサドルの運動においても回転誤差が生じると考えられる。

案内面の平行度誤差とは図4.19に示すように、一つの案内を構成する二つの案内面A, Bが平行になっていない誤差をいう。いま撓動体側の案内面には誤差がないとすると、この平行度誤差によって生じる運動誤差は案内面A, Bの直角度誤差の差、真直度誤差および隙間の変化から成立している。隙間が負(弾性変形で縮んでいる)か0となる位置では、撓動体はA, B両面によって拘束され、もし両面に加わる力が等しければ、両者の平均された形状に沿って案内されるであろう。実際は両者に加わる力は等しくなく、また隙間が正となる位置では撓動体の動きは力の加わっている片面でのみ案内される。運動方向が反転すると力の加わる方向



(a) 平行度誤差のない案内面 (b) 平行度誤差のある案内面

図4.19 案内面の平行度誤差(A, B: 案内面)

も逆になる場合が多いが、この場合にはモーメントによる回転誤差が(ヨーイングになることが多い)発生するので、DBB測定では象限切換の際の大きな段差となって現れる。

(4-b) 摩擦によるスティックスリップや姿勢変化(E, R)

スティックスリップは送り速度が小さいときに摺動体が完全停止、移動を短時間のうちに繰り返すもので、部分的につかえると姿勢変化となる。主として油切れなど摺動面の摩擦の状態によって支配される^{(36)・(37)}。すべり案内は摺動抵抗が大きく、スティックスリップが生じやすいと言われてきたが、摺動面のどちらか一方にターカイト樹脂を貼った場合には摩擦も十分小さくなり、特別な場合を除けばスティックスリップは生じない。ただし鋳鉄-鋳鉄、鋳鉄-硬化性樹脂の場合は摩擦が大きいためこの限りではない。

スティックスリップは象限切換の近傍の1軸の送り速度が小さい所で生じ、軌跡パターンは図4.20のように誤差が生じている軸に関して対称な位置に2ヶ所大きな周期的な振動が生じるが、これらは象限切換の近くでしか生じず、送り速度を大きくすると生じる範囲が局限され、やがて消えてしまう。

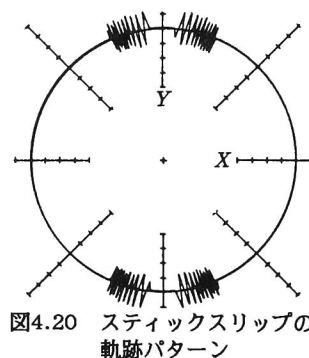


図4.20 スティックスリップの軌跡パターン

(4-c) 潤滑油の動圧作用による摺動体の浮き上がりや姿勢変化(E, R)

すべり案内の場合には送り速度が大きくなると摺動面に動圧が発生して、摺動体が浮き上がる。その浮き上がり量 $e_{zx}[\mu m]$ と傾き $b_x[mrad]$ が送り速度 V_x の関数、

$$e_{zx} = \psi |V_x| = \psi F |\sin \theta|, \quad b_x = \chi V_x = \chi F \sin \theta$$

で与えられるとすると、

$$\vec{C} = (-\chi h F \sin \theta, 0, -\psi F |\sin \theta|)$$

となる。これを基本式(2.7)に代入すると、

$$\Delta R = -\chi h F \sin \theta \cos \theta - \psi F |\sin \theta| \sin \theta \quad (4.17)$$

となる。軌跡パターンは省略する。

この誤差は通常10m/min以上の高速送りの際に現れるもので、摺動体の自重以外には予圧がかけられていない案内構造の場合にはかなりの大きさに達するが、案内が適切に配置されていたり、浮き上がり防止板を使用すればそれほど大きな値にはならない。

(4-d) ホースの干渉・カバーの引きずり(E)

ころがり案内を用いた中小型機では、摺動抵抗が小さく、むしろカバーの摩擦抵抗やホース、ケーブルなどの引きずりに伴う抵抗が無視できない大きさになる。図4.21は、ホースが干渉したときに見られる軌跡パターンであるが、このような段差が見られる時(干渉したとき)には、大きな音響が伴うことが多い。

(4-e) 油圧バルブ、チェーンの振動による誤差(E)

油圧シリンダ式のカウンタバランスは中立点の設定位置と油圧の変動に影響される。油圧シリンダは軸頭が下降する際には油をリリーフバルブから放出する。この際、リリーフバルブがある周波数で振動すると、これが主軸頭に伝わり、周期的な運動誤差となって現れる。その軌跡パターンを図4.22に示す。

カウンタバランスにチェーンが使用されている場合、特にスプロケットとチェーンのかみ合いが不良な場合にはチェーンのピッチまたはその1/2ピッチで周期的な変動力が発生し、周期的な運動誤差となって現れる。この場合の誤差ベクトルや軌跡パターンは4.2.3項(3)で後述するものと同じになる。

4.2.3 ボールねじ送り駆動系

大多数のNC工作機械は、送りねじとしてボールねじを使用している。このボールねじの振れ回りが大きかったり、ミスアライメントがあれば、セミクローズドループ方式NCではボールねじのピッチで周期的な運動誤差となって現れる。またスラスト軸受の倒れ、カップリング、サーボモータ軸の偏心などの影響を受ける。

ボールねじのスラスト荷重の受け方として、モータ側のみで受けるシングルアンカ方式と、モータ側と受け側の両方で受けるダブルアンカ方式のものがある。ダブルアンカ方式の場合には、ボールねじの軸方向の剛性はナットの位置に関係なくほぼ一定となるが、シングルアンカ方式の場合には、軸方向剛性はナットの位置によって変わる。したがって摺動体の回転誤差などがなければ、象限切換の際の段差はロストモーションによって生じたとみなせるので、ダブルアンカ方式の場合は段差は位置に関係なくほぼ一定であるが、シングルアンカ方式の場合は変化する。この傾向に反する段差の差(+側と-側)があれば、摺動体の回転誤差が存在したことになる。

一方、リニアスケール・エンコーダ・レゾルバなどの位置検出部の精度が悪いために生じる誤差がある。これらの機器はボールねじ駆動装置とともに位置決め機構を構成するもので、送り駆動系の誤差を言及するときにはこれらの誤差にも関係があるが、一方でサーボ系を構成する機器であるから、本章ではボールねじに対応する機能についての誤差のみについて述べることにする。

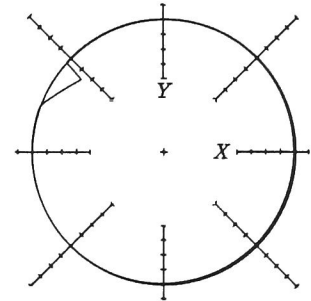


図4.21 ホースの干渉やカバ一のひきずりの軌跡パターン

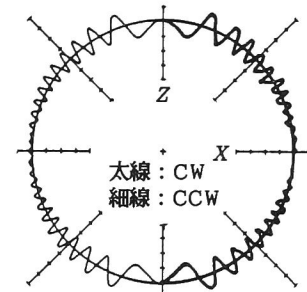


図4.22 油圧バルブの振動の軌跡パターン

誤差の分布は、1次や2次のもの、スケールの部分的な傷、ボールねじ隣接ピッチエラー、ボールねじ累積ピッチエラー補正などによるパルス状・段差のようなものやボールねじ、スケール取り付け誤差などによる周期的なものがある。

(1) ボールねじ(またはリニアスケール)の一樣な伸縮による位置決め誤差(E)

機械を高速で繰り返し送り運動をさせると、ナット部や軸受部の発熱によってボールねじは熱膨張する。セミクローズドループ方式のNCの場合には、これがただちに位置決め誤差となって現れる。一般にはこれを防ぐためにボールねじのピッチを少し小さく製作しておき、ボールねじに予張力を与えることにより、熱膨張量を吸収する方法が採られているようである。しかし最近では大径で高速のボールねじが使用されるので、構造体の剛性が十分でないと、ボールねじが十分引張られず、逆に構造体がそったり、縮んだりすることがある。これは特に剛性の小さくなりがちな小型機で生じやすい³⁸⁾。

クローズドループ方式の機械の場合のリニアスケールは、工作機械に取り付けられると温度が均一でないために熱変形によって、スケールが全体的に所定の寸法より伸縮していたり、部分的に伸びて図4.23に示すように誤差を生じることがある。

(1-a) 1次の位置決め誤差

いまセミクローズドループ方式NCの場合にX軸のボールねじのみが全体にわたって伸び率 α [$\mu\text{m}/\text{mm}$]で伸びている場合(クローズドループ方式NCの場合はリニアスケールが伸びている場合)を考える。ボールねじ(またはリニアスケール)の伸びの影響はある距離を移動させたとき実際の値より小さく表示されて出てくるので、それによって生じるX軸の位置決め誤差は、

$$e_{xx} = \alpha(-X)$$

で与えられ、これ以外の項は0であるから、式(3.30)に代入すると、

$$\vec{E}_x = (e_{xx}, 0, 0) = (-\alpha X, 0, 0)$$

となり、誤差ベクトルは、

$$\vec{C} = -\vec{E}_x = (\alpha X, 0, 0)$$

となる。これを基本式(2.7)に代入すると、

$$\Delta R = \frac{1}{R} X C_x = \frac{\alpha X^2}{R} = \frac{\alpha R}{2} (\cos 2\theta + 1) \quad (4.18)$$

となる。

これを基礎円上に極座標表示するとXY平面で半径RのDBB測定を行った場合の運動誤差の軌跡は図4.24に示すようにX軸に長軸をもつ楕円状の軌跡パターンとなる。このと

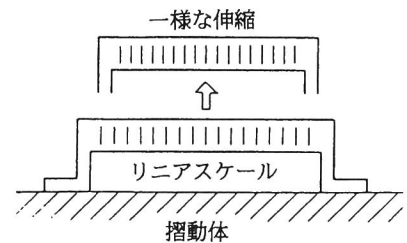


図4.23 リニアスケールの一樣な1次の伸縮

き長径と短径の差は $2\alpha R$ となる。

(1-b) 2次の位置決め誤差

図4.25に示すように X 軸のボールねじ(またはリニアスケール)の伸び率が場所によって異なり、位置の1次関数 $\beta X [\mu\text{m}/\text{mm}]$ であり、 X 軸の位置決め誤差を2次関数とし2次の伸び、 βX^2 が生じている場合(これは両端のみが固定されたボールねじ(またはリニアスケール)に熱が加わった場合に生じやすい。温度が異なり、負方向では縮み、正方向では伸びているとする)を考える。

$$e_{xx} = \beta (-X)^2$$

であり、これ以外の項は0であるから、

$$\vec{E}_x = (\beta X^2, 0, 0)$$

となる。この場合の誤差ベクトルは、

$$\vec{C} = (-\beta X^2, 0, 0)$$

となる。これを基本式(2.7)に代入すると、 XY 平面では、

$$\Delta R = \frac{\beta}{R} X^3 = \beta R^2 \cos^3 \theta = \beta R^2 (\cos 3\theta + 3\cos \theta)/4 \quad (4.19)$$

となり、 XY 平面で半径 R のDBB測定を行った場合の運動誤差の軌跡パターンは図4.26のような卵形となる。

(2) ピッチエラー補正(E)

いま X 軸の x_1, x_2, x_3, x_4 の位置にそれぞれ $\delta [\mu\text{m}]$ のピッチエラー補正がステップ状に与えられている場合、 XY 平面で半径 R のDBB測定の運動誤差の軌跡パターンは図4.27のように、 X 軸に対して対称な形で段差が生じるものとなる。しかし最近のNCではメモリ容量の増大によりピッチエラー補正を小さなステップで多くの位置に入れるようにしたり、ステップ状に入れず、内挿方式で入れるようになってきたようである。そうすれば図4.27のような対称な段差は明瞭にはみられなくなる。

(3) ボールねじの周期的誤差(E)

ボールねじは自身に酔歩誤差と呼ばれるねじピッチの周期的な誤差を持っていることに加えて、ボールね

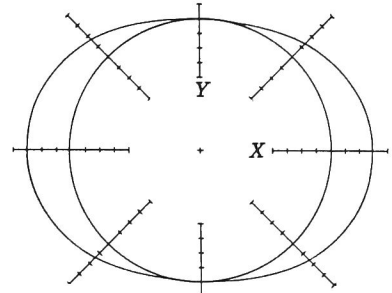


図4.24 リニアスケール(ボールねじ)の一樣な1次の伸縮の軌跡パターン

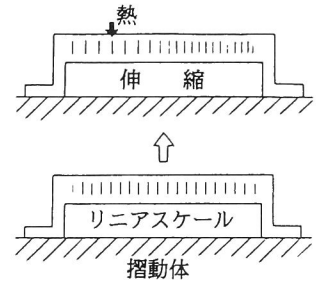


図4.25 リニアスケールの一樣な2次の伸縮

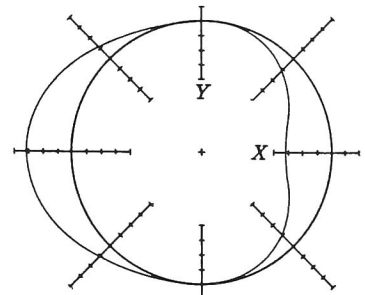


図4.26 リニアスケール(ボールねじ)の一樣な2次の伸縮の軌跡パターン

じの振れ回りが大きかったり、ミスアライメントがあるとねじピッチの周期的な誤差となって現れる。

いま、ボールねじの取り付け誤差などによりX軸にボールねじのピッチ $P[\text{mm}]$ により定まる振幅 $\delta[\mu\text{m}]$ 、周期 $P[\text{mm}]$ の周期的誤差が生じているとき、

$$e_{xx} = \delta \sin\left(\frac{2\pi(-X)}{P} + \phi_x\right),$$

(ϕ_x : 位相のずれ)

であり、誤差ベクトルは、

$$\vec{C} = -\vec{E}_x = (-e_{xx}, 0, 0) = \left(\delta \sin\left(\frac{2\pi X}{P} - \phi_x\right), 0, 0\right)$$

となり、これを基本式(2.7)に代入すると、

$$\Delta R = \delta \cos \theta \sin\left(\frac{2\pi R \cos \theta}{P} - \phi_x\right) \quad (4.20)$$

となる。ゆえにXY平面で半径 R のDBB測定を行った場合の運動誤差の軌跡パターンを図4.28に示すものとなる。

(4) バックラッシュとロストモーション(E)

一般に使われている用語としてのボールねじ送り機構のバックラッシュ(ガタ)は、最近のNC工作機械では予圧がかけられているため実際にはほとんど存在せず、多くの場合はロストモーションである。クローズドループ方式のNC工作機械の場合は、バックラッシュが存在していても

実際の誤差として現われにくい、セミクローズドループ、オープンループ方式では起こる可能性がある。バックラッシュの原因となる「がた」が生じる場所もボールねじ本体や、ボールねじから角度検出器へ回転を伝えるギヤやベルトなど多くある。また、回転伝達にベルトを使用している場合、その張力を変化させると、一般的なバックラッシュの方向と逆になることがある。しかし、最近の機械のようにボールねじとサーボモータ間に歯車やベルトのような変速機構をもたない直結構造の場合で、予圧がかけられている時にはバックラッシュはほとんどないことが確認されている。

ロストモーションとは、JIS B0181によれば、「ある位置への正の向きでの位置決めと負の向きでの位置決めによる両停止位置の差」と定義され、図4.29に示すロストモーション試験(1986年から反転位置決め試験に改名)によって測定される、1軸の双方向位置決め誤差である。

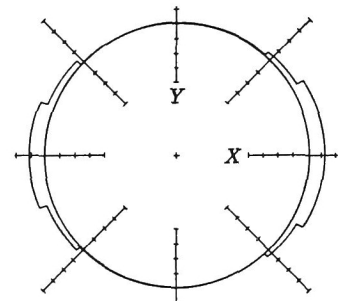


図4.27 ステップ状ピッチエラー補正の軌跡パターン

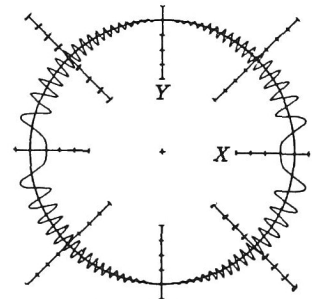


図4.28 リニアスケール(ボールねじ)などの周期的誤差の軌跡パターン

一般にNC工作機械における1軸の位置の誤差とは、指令位置と実際の位置の差のことであり、運動中の場合は運動誤差の一種であり、ドループも含む。摺動体が直線運動するとき、この運動誤差は摺動体の運動方向に生じる並進誤差と、摺動体の回転によって生じる回転誤差に分けられる。これらの中には、ドループのように運動中のみに生じる誤差もあるが、大半は停止後もそのまま存在する。前述のJISの定義によるロストモーションは、運動後の停止状態における1軸の

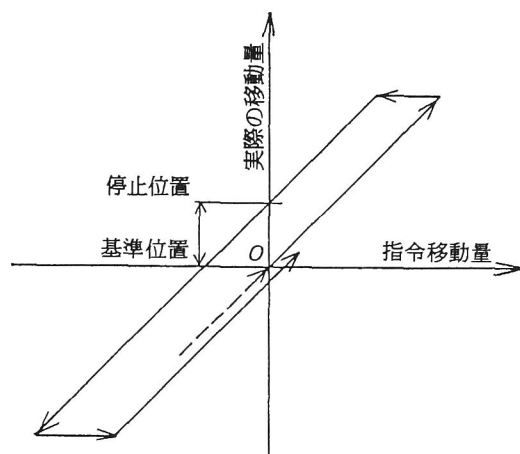


図4.29 JISによる反転位置決め試験

位置の誤差を正負両方向で合わせて測定したものである。したがって、このロストモーションは、並進誤差によるものと回転誤差によるものからなる。回転誤差の原因は、前項のように、摺動体に作用する力の非対称性による回転モーメントの発生である。

昔はロストモーションは送り駆動系のバックラッシュとwindアップとの和と定義されてきた。windアップは案内面の動摩擦力の作用方向が逆転するため生じるものである。前述したように、最近の機械ではバックラッシュは存在しないと言ってもよいので、最近ではロストモーションはかつてのwindアップのことをさすようになり、windアップという言葉はほとんど聞かれなくなった。

ロストモーションやボールねじの振れ回り、酔歩誤差などの運動精度に及ぼす悪影響を避けるために、リニアスケールを用いてクローズドループ方式にすることがよく行われる。この際、リニアスケールフィードバックにすると位置ループゲイン K_s を小さくせざるを得ないが、 K_s をあまり小さくすると、高速送り時にはリニアスケールフィードバックが十分追従できず、結果的にセミクローズドループ方式と同じような挙動を示すことになる。

(4-a) バックラッシュ

いま X 軸にバックラッシュが $\delta[\mu\text{m}]$ 存在する場合を考える。 X 軸に正方向に送りを与えた場合には $e_{xx}^+ = \delta/2$ となり、負方向に送りを与えた場合には $e_{xx}^- = -\delta/2$ となる(図4.30参照)。したがって誤差ベクトル \vec{e}

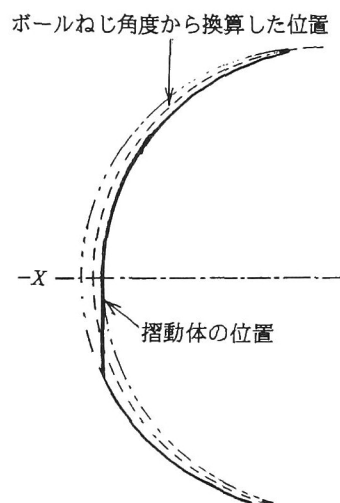


図4.30 ロストモーション現象のモデル

は、

$$\vec{C} = \left(-\frac{\delta}{2}, 0, 0\right)$$

となり、これを基本式(2.7)に代入すると、

$$\Delta R = \pm \frac{\delta}{2} \cos \theta \quad (4.21)$$

となる。ただし複号は、運動方向により、正方向に送るとき－、負方向に送るとき＋である。XY平面で半径RのDBB測定を行った場合の運動誤差の軌跡パターン

を図4.31に示す。このとき象限切換時に δ [μm]の外向きの段差($\Delta R > 0$)が生じる。

(4-b) ロストモーション

X, Y 軸方向に運動中、送り方向が変化する際に摺動抵抗によってボールねじ送り駆動機構系が運動方向とは逆向きに弾性変形すると、DBB測定による運動誤差軌跡では、象限切換えの際の外向きの段差となって現れる。弾性変形量がX軸方向に δ_x [μm]、Y軸方向に δ_y [μm]であれば、X軸の場合、正方向の送りの場合には、

$$e_{xx}^+ = \delta_x$$

負方向の場合には、

$$e_{xx}^- = -\delta_x$$

となる。したがって誤差ベクトルは、

$$\vec{C} = (\pm \delta_x, \pm \delta_y, 0) \quad (\text{ただし複号は回転方向と象限によって決まる})$$

となる。これを基本式(2.7)に代入すると、

$$\therefore \Delta R = \pm \delta_x \cos \theta \pm \delta_y \sin \theta \quad (4.22)$$

となり、1軸だけに注目した場合にはバックラッシュと全く同じ軌跡パターンとなる。ただし、複号は運動方向により、正方向に送るとき－、負方向に送るとき＋である。このとき象限切換時に、 $2\delta_x, 2\delta_y$ [μm]の外向きの段差が生じる。ロストモーションを引き起こす摺動抵抗は送り速度、工作物重量、潤滑油粘度、予圧などによって変化するので、 δ_x, δ_y は一定ではない。

(4-c) バックラッシュ補正

セミクロードループ方式NCの多くはロストモーションの量をNCで補正しているため、補正量が大き過ぎると見かけ上バックラッシュが逆方向に出ているようにみえることもある。

バックラッシュ補正は、前述の理由により正しくはロストモーション補正というべきである。ただし、より厳密に言うと実際のロストモーションの大きさは送り速度によって異

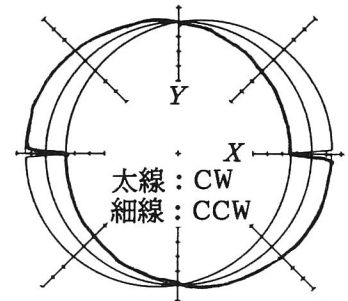


図4.31 バックラッシュおよびロストモーションの軌跡パターン

なるので、送り速度にかかわらず一定量の補正を加える現用のものはバックラッシュ補正であり、かえって正しく使用されているとも言える。

いま X 軸にロストモーションが存在しないとき、バックラッシュ補正を $\delta [\mu\text{m}]$ 加えた場合を考える。 X 軸に正方向に送りを与えた場合には、 $e_{xx}^+ = -\delta/2$ となり、負方向に送りを与えた場合には $e_{xx}^- = \delta/2$ となる。

したがって誤差ベクトル \vec{C} は、

$$\vec{C} = (\pm \delta/2, 0, 0)$$

となり、これを基本式(2.7)に代入すると、

$$\Delta R = \pm (\delta/2) \cos \theta \quad (4.23)$$

となる。ただし複号は、運動方向により、正方向に送るとき+、負方向に送るとき-である。この場合の軌跡パターンを図4.32に示す。このとき象限切換時に $\delta [\mu\text{m}]$ の内向きの段差 ($\Delta R > 0$) が生じる。

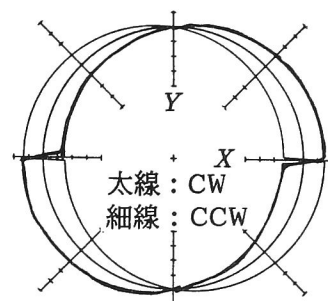


図4.32 バックラッシュ補正が過大な場合の軌跡パターン

4.3 検証実験

4.3.1 案内面の真直度誤差

(1) 立型MCの場合

機械D (立型MC) について XZ 平面でのDBB測定の結果、得られた誤差軌跡を図4.33(a)に示す。ただし、これは Z 軸上での誤差 (Z 軸切片) が0であると仮定して、再プロットしたものである。この図を見ると、 45° 方向と 135° 方向の直径に差があることから、 ZX 軸間の直角度誤差があると推定できる。また、 Z 軸の+側と-側を比べると囲まれた面積は-側がわずかに大きいので、 X 軸送りの案内面の Z 軸方向の2次の真直度誤差 $e_{zx} = \beta X^2$ による並進誤差が生じていると思われる。さらに、この真直度誤差による回転誤差のために X 軸方向に縮む以上に、 X 軸方向の直径が短いので、 Z 軸方向のボールねじに比べて X 軸方向のボールねじに1次の位置決め誤差(縮み)が生じていると考えられる。

これらの軌跡パターンの組合せを描いてみると、測定された誤差軌跡とよく一致する。誤差原因がわかれば、測定した誤差軌跡上の数点での誤差量を読み取り、計算式に代入することにより、簡単にそれぞれの誤差の大きさがわかる。

この機械Dについての計算結果は以下のとおりである。

直角度誤差	$0.053 \mu\text{m}/\text{mm}$
2次の真直度誤差の係数	$\beta = 0.00012 \mu\text{m}/\text{mm}^2$

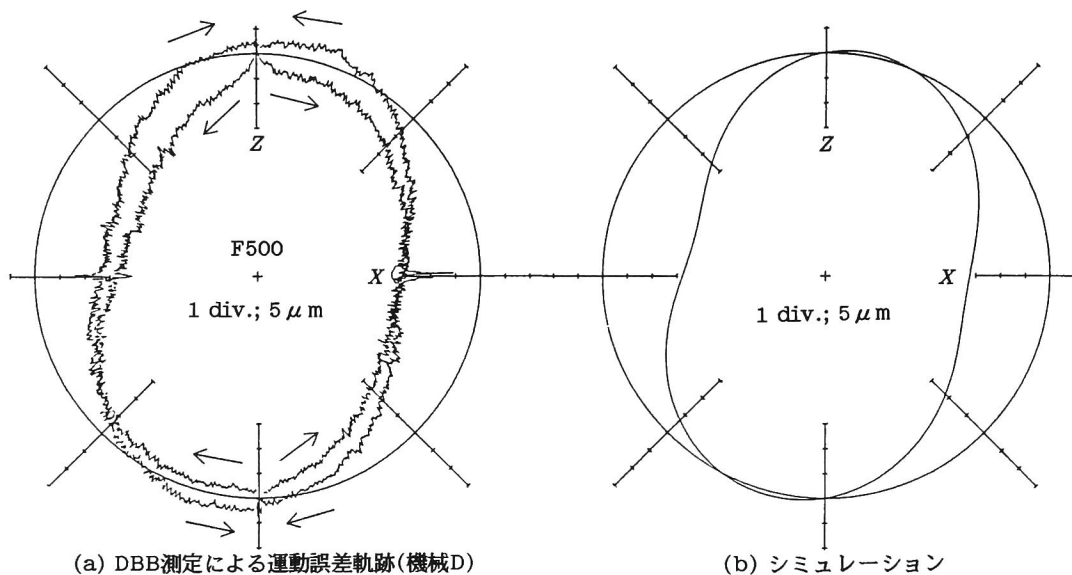


図4.33 案内面の真直度誤差による回転運動誤差

X 軸の1次のスケール誤差 $-0.023 \mu\text{m}/\text{mm}$ (Z 軸に比べて)

これらの値を用いたシミュレーションの結果を図4.33(b)に示す。

機械を詳しく調べたところ、サドルの剛性がボールねじの剛性に比べて弱く、ボールねじの予張力に耐えられず図4.34に示すようにサドルを圧縮するとともに曲げる結果となっていたことがわかった。このサドルの曲げにより2次の真直度誤差が X 軸案内に生じ、かつ少し小さなピッチで製作されているボールねじが予定量だけ伸びていないことにより、 X 軸の1次の位置決め誤差が生じたものと考えられる。

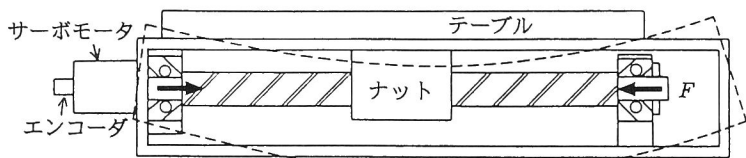


図4.34 ボールねじの予張力によるサドルと案内の変形

(2) 横型MCの場合

機械E (中型の横型

MC・クローズドループ方式NC)についてDBB測定を行って得られた運動誤差軌跡のうち XY 平面と YZ 平面を図4.35に示す。 ZX 平面運動誤差軌跡は省略したが、その真円度がよいことを考えあわせると、 Y 軸送り案内に2次以上の誤差が存在しているといえる。そのうえ、 $18 \mu\text{m}/200\text{mm}$ という XY 軸間の直角度誤差が加わっているため、 XY 平面運動誤差軌跡がこのような奇妙な形状になっていると予想される。

YZ 平面の運動誤差軌跡が図4.26に似ているため、 Y 軸の位置決め誤差を $C_y = -35Y^2/200^2 + 35 [\mu\text{m}]$ という2次関数においてみる。また XY 軸間の直角度誤差を $C_x = 0.09Y [\mu\text{m}]$ とする。 XY 平面は式(2.7)より、

$$\begin{aligned}
\Delta R &= (XC_{\times} + YC_{\vee})/R \\
&= (0.09XY - 35Y^2/200^2 + 35Y)/R \\
&= \sin \theta (18\cos \theta - 35\sin \theta + 35) \\
&= \sin 2\theta (9 + 17.5\cos \theta)
\end{aligned} \tag{4.23}$$

となる。また、YZ 平面は

$$\begin{aligned}
\Delta R &= (YC_{\vee} + ZC_{\times})/R \\
&= 35Y(1 - Y^2/200^2)/R \\
&= 8.75(\cos \theta - \cos 3\theta)
\end{aligned} \tag{4.24}$$

となる。XY 平面、YZ 平面の測定結果について、式(4.23)と式(4.24)で計算される誤差による影響を除いた軌跡を図4.36に示す。

図4.36(a)を見ると、真円度はMZCRWでCW方向が40 μ mから18 μ mに、CCW方向が30 μ mから14 μ mにと半分以下になった。しかしまだかなり大きな誤差が残っており、その軌跡パターンが図4.4に似ているため、Y軸にX方向の真直度誤差があると考えられる。また、図4.36(b)を見ると、真円度はPCRWでCW方向が23 μ mから9 μ mに、CCW方向が29 μ mから13 μ mにと半分以下になっている。あとに残っている誤差はYZ軸間の直角度誤差と考えられるが、半円の軌跡しか得られていないので、詳しいことはわからない。

DBB測定が終わったあとで機械を点検したところ、Y軸のリニアボールガイドの取り付けが誤っていた。この機械はクローズドループ方式であるため、ヘッド(Y軸)の回転誤差が見かけ上Y軸の位置決め誤差となって現れたのである。また、XY軸間、YZ軸間の直角度誤差やY軸のX方向真直度誤差の原因も、Y軸案内不良であると考えられる。

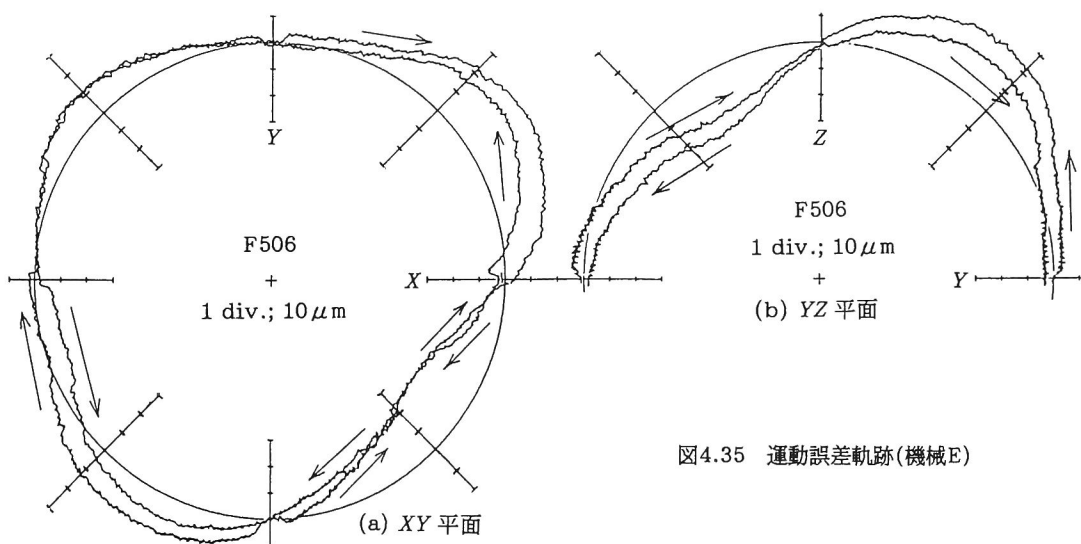


図4.35 運動誤差軌跡(機械E)

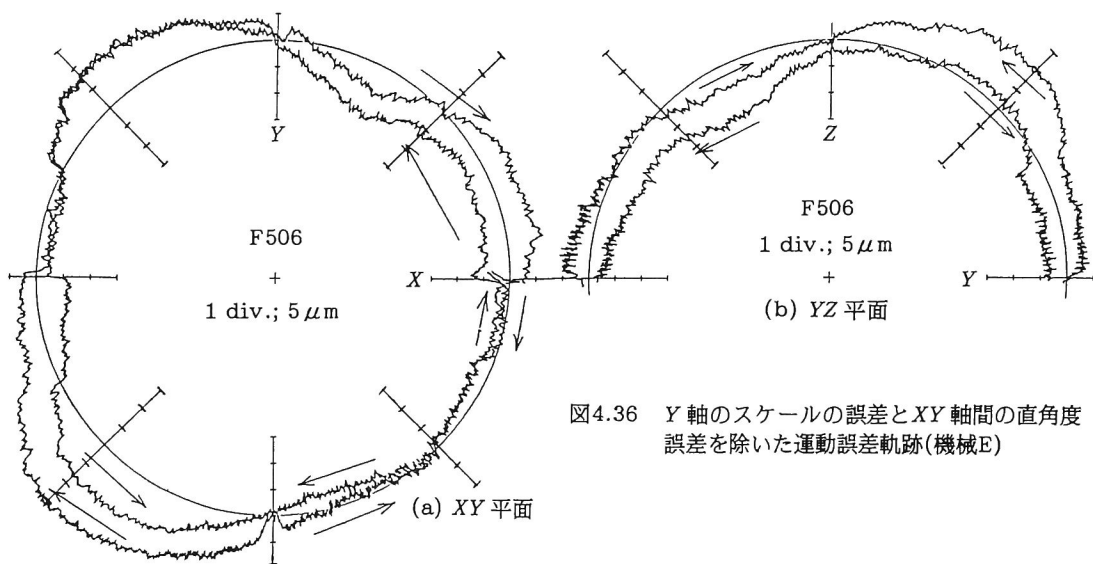


図4.36 Y軸のスケールの誤差とXY軸間の直角度誤差を除いた運動誤差軌跡(機械E)

4.3.2 基礎の据え付け不良による誤差

初期状態のDBB測定の結果が図4.37で示される、機械F(立型MC)の据え付けブロックD₂(図4.5参照)を、0.1mm沈ませた状態でのDBB測定の結果を図4.38に示す。さらにD₂と対角に位置するD₄もまた、0.1mm沈ませた状態でのDBB測定の結果を図4.39に示す。この測定では、案内からの距離(高さ)を変えるために、テーブル上と、テーブルの上に置いた高さ200mmのブロック上との2カ所で測定を行っている。

図4.38、図4.39を見ると、どちらの場合も高さを変えると、以下に示すように45°方

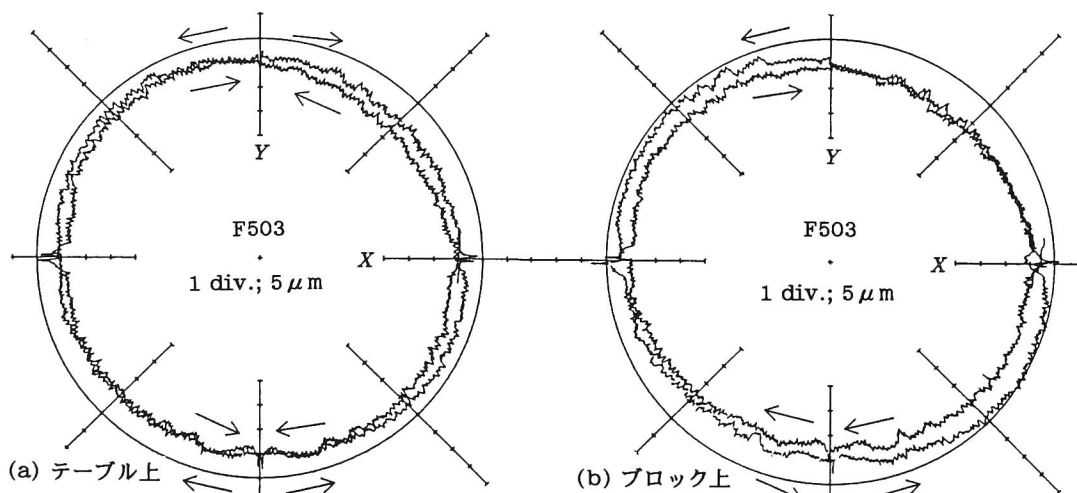


図4.37 基礎の据え付け不良による回転運動誤差の測定例(機械F)－初期状態

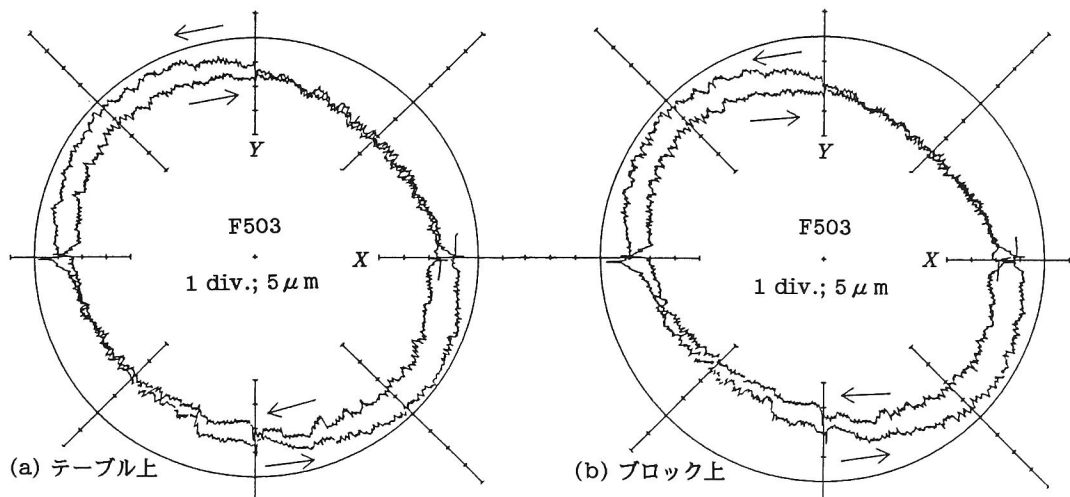


図4.38 基礎の据え付け不良による回転運動誤差の測定例(機械F)－1ヶ所を沈めた場合

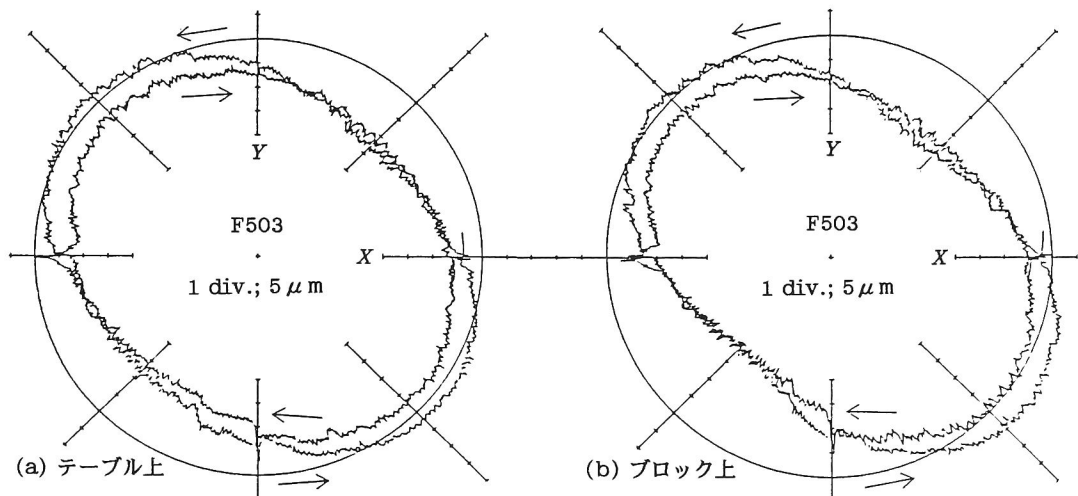


図4.39 基礎の据え付け不良による回転運動誤差の測定例(機械F)－2ヶ所を沈めた場合

向と135°方向の直径の差(見かけ上の直角度誤差)が変化しているので回転誤差が生じているのがわかる。さらに、得られた誤差軌跡は軸が45°傾いた楕円であり、図4.6とよく一致するので、この機械ではベッドの変形によってサドルにも弾性変形が生じているものと推定される。

誤差軌跡から見かけ上の直角度誤差の量を求めると(単位は $\mu\text{m}/150\text{mm}$)

図4.37 テーブル上 -2.3 ブロック上 -4

図4.38 テーブル上 -6.5 ブロック上 -9.2

図4.39 テーブル上 -11.9 ブロック上 -16.8

となり、式(4.9)より、テーブル上とブロック上の値の比は高さの比であることと、高さ

の差が200mmであることから、誤差原因が生じている位置を計算すると、テーブル上での測定面から467mmという結果が得られる。一方、Y軸の案内面からテーブル上での測定面までの垂直距離を実測すると430mmであり、両者はほぼ一致するので、4.2.2項(2-b)での理論解析が正しいことが実証された。

また、この機械は測定前に水準器によってレベル出しが行われていたにも関わらず、初期状態でも基礎の据え付けに問題があったことがDBB測定によって検出できた。

4.3.3 重量の移動による誤差

初期状態でのDBB測定結果が図4.40のような、機械G(立型MC)のテーブル上に、ほぼ同じ大きさのサブテーブル(約330kg)を1枚のせた場合の測定結果を図4.41に、2枚のせた場合を図4.42に示す。それぞれの状態で、高さ200mmのブロックによって測定位置を変えた場合や、送り速度を変えた場合についても測定している。

高さを変えた場合の運動誤差軌跡のX、Y軸方向の直径の差を図4.41から読み取ると、

テーブル上では $6.8\mu\text{m}$ ブロック上では $9.6\mu\text{m}$

であった。ゆえに回転誤差が生じていると考えられる。式(4.11)よりXY平面での直径差は案内から測定位置までの高さに比例し、また高さの差が200mmであることから、誤差原因が生じている位置を計算すると、487mmとなった。これに対して、Y軸方向の案内面からサブテーブル上の測定面までの垂直距離を実測すると530mmであった。両者はほぼ等しいので、4.2.2項(2-c)での理論解析が正しいことが実証された。

また、テーブルを1枚から2枚に増やした場合の直径の差の変化は、図4.41と図4.42のテーブル中央での測定結果を比べて

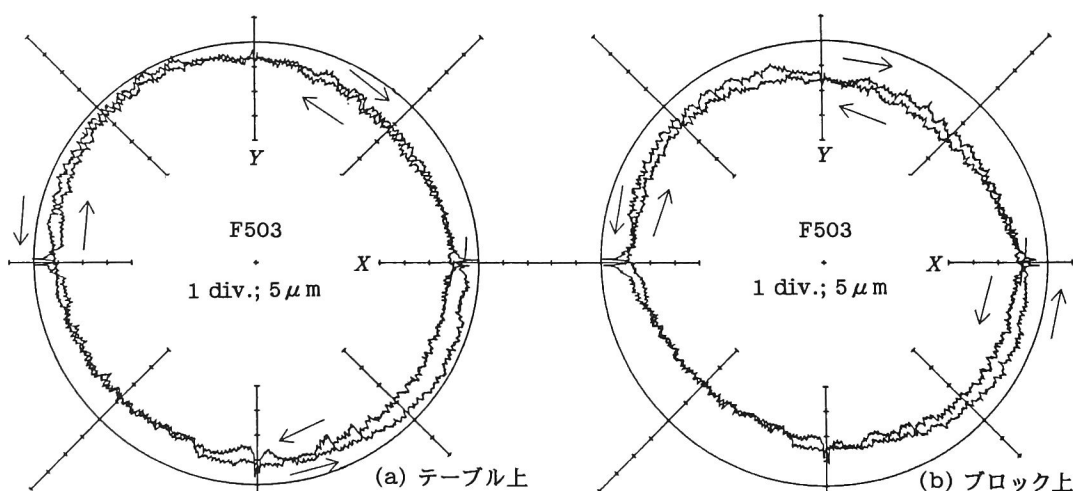


図4.40 重量の移動による回転運動誤差の測定例(機械G)－初期状態

1枚では $6.8\mu\text{m}$ 2枚では $8.5\mu\text{m}$

であった。この測定ではテーブルを1枚増やすと測定位置も100mm高くなるが、その影響以上に直径差が変化しているのは、式(4.11)よりXY平面の直径差が重量にも比例することを証明している。電気マイクロメータを用いて各部の変位量を測定すると、サブテーブルを2枚のせ、テーブルをストローク端まで移動させても、ベッドの沈みが $10\mu\text{m}$ 程度、Y軸摺動体と案内面の間の弾性変形が $1\mu\text{m}$ 程度という微小な量であるにもかかわらず、DBB測定で重量の移動による誤差を検出することができた。

図4.42よりテーブル上の位置を変えたときの直径差は $14.1\mu\text{m}$ となっているが、これは4.2.2項(2-c)の理論解析では予想されなかったことで、別の誤差原因、例えば、X軸送りのヨーイング c_x が生じているのではないかとと思われる。その他、この誤差軌跡の顕

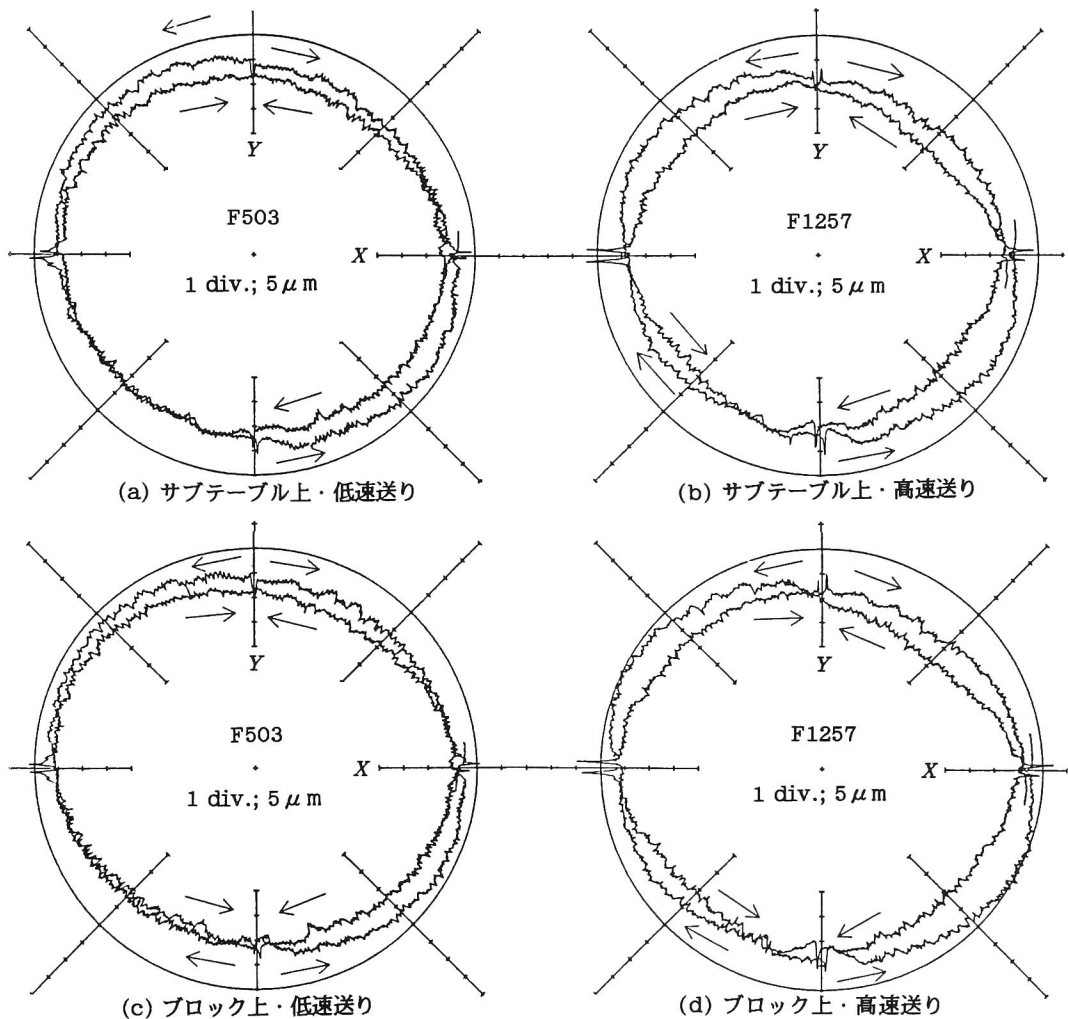


図4.41 重量の移動による回転運動誤差の測定例(機械G)－サブテーブルを1枚載せた状態

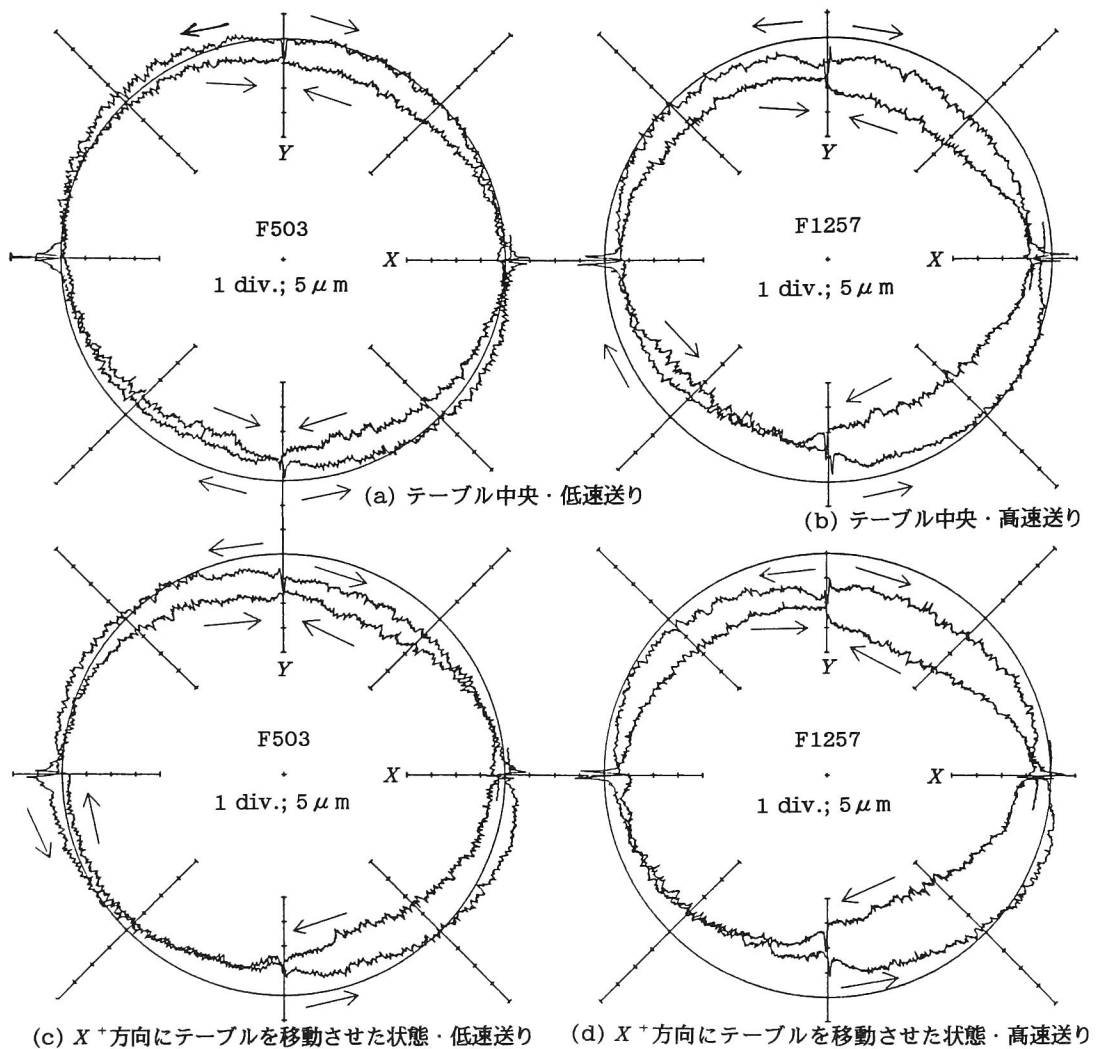


図4.42 重量の移動による回転運動誤差の測定例(機械G)ーサブテーブルを2枚載せた状態

著な特徴としては、並進誤差であるロストモーション量が、重量や送り速度に依存していることがあげられる。

4.3.4 接触剛性不足と隙間による誤差

機械H(横型MC)のXY平面でDBB測定を行った結果、図4.43のように、CW方向のものが常にCCW方向のものより内側にはいつている軌跡が得られた。また、これは特にX軸付近で著しい。この運動誤差軌跡は図4.16に非常に似ており、Y軸案内面に傾向付けがあり、ヨーイングが発生している典型的な例といえる。

また、別の機械I(横型MC)のY軸上のヘッドの位置を上、中、下と変え、さらに図4.9に示したギブG₃を標準状態、締め付けた状態、緩めた状態のそれぞれについて行ったD

BB測定の結果を図4.44～図4.46に示す。
ただし、締め付けた状態や緩めた状態とは、標準状態から案内面の間隔(あるいは公称の隙間)を $\pm 11.25\mu\text{m}$ 変化させた状態をいう。

測定位置を変えると誤差軌跡に大きな変化が生じるから、回転誤差が生じていることがわかる。さらに、この機械の構造を考え、また X 軸方向の変位を拘束するギブ G_3 の締め具合のみを変化させると誤差量が変化することを考えると、 Y 軸送りの際に、回転によって X 軸方向に変位するヨ

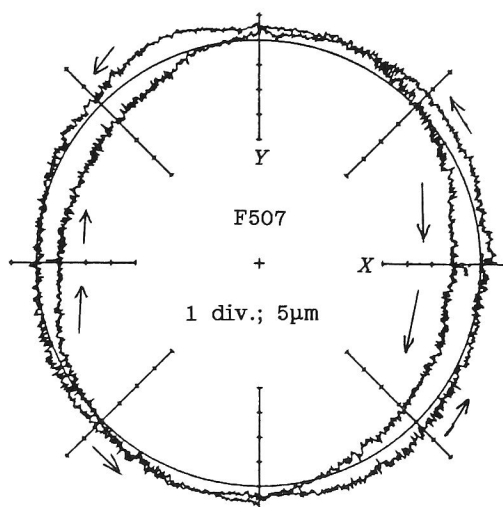


図4.43 DBB測定による運動誤差軌跡(機械H)

ーイングが誤差原因であろうと考えられる。図4.44を見ると、標準状態での中部と下部での誤差軌跡では、象限切替時に段差を生じていないが、上部での誤差軌跡では、図4.14に似て、 Y^+ 方向で段差が生じており、 Y^- 方向では生じていない。すなわち、ヨーイングの大きさが位置によって変化していて、上部でのみ大きく、他の部分では小さい。

図4.45を見ると、上部の Y^+ 方向と下部の Y^- 方向で段差が生じている。中部には明確な段差は生じていないが、CW方向とCCW方向の誤差軌跡が 45° と 225° 付近で交わっている。ゆえにギブを締め付けると位置によって大きさは異なるが、どの位置でもヨーイングが大きくなるということができる。

図4.46を見ると、段差は小さくなっているが、図4.45とほぼ同じ誤差軌跡となっているので、ギブを緩めてもヨーイングが大きいことがわかる。

電気マイクロメータを用いて、DBB測定を行ったのと同じ位置、同じ条件で、上昇中と下降中の Z 軸回りの角度変化(すなわちヨーイング)による主軸頭中心の変位を測定したところ、標準状態では中部、下部で400mmにつき $0.8\mu\text{m}$ であるのに対し、上部では $2.7\mu\text{m}$ という結果を得た。また、ギブを締め付けたときも緩めたときも、上部で最も大きい。その他の位置でも400mmにつき $1.6\sim 2.4\mu\text{m}$ 程度のヨーイングが生じていることがわかった。ただし、これらの値はDBB測定の円弧補間のほぼ中心位置での測定結果であり、また、ヨーイングによる誤差量(変位量)に影響する、回転中心と思われるカウンタバランスの位置から主軸側の球中心までの Y 軸方向の距離が $L_y = 620\text{mm}$ であることから、加工位置あるいはDBB測定の位置では、さらに大きな誤差が生じており、それがこの測定で検出されたものと考えられる。

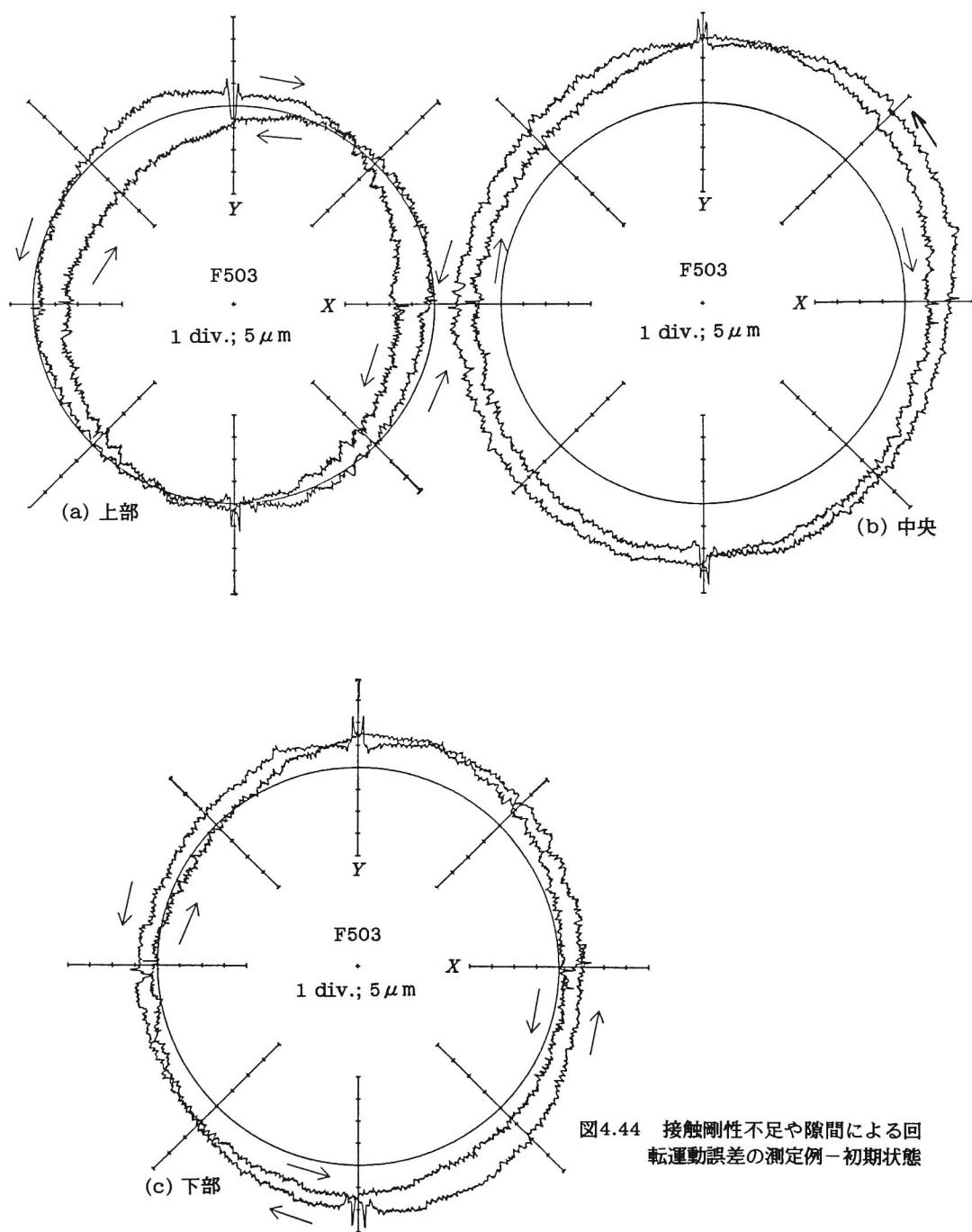
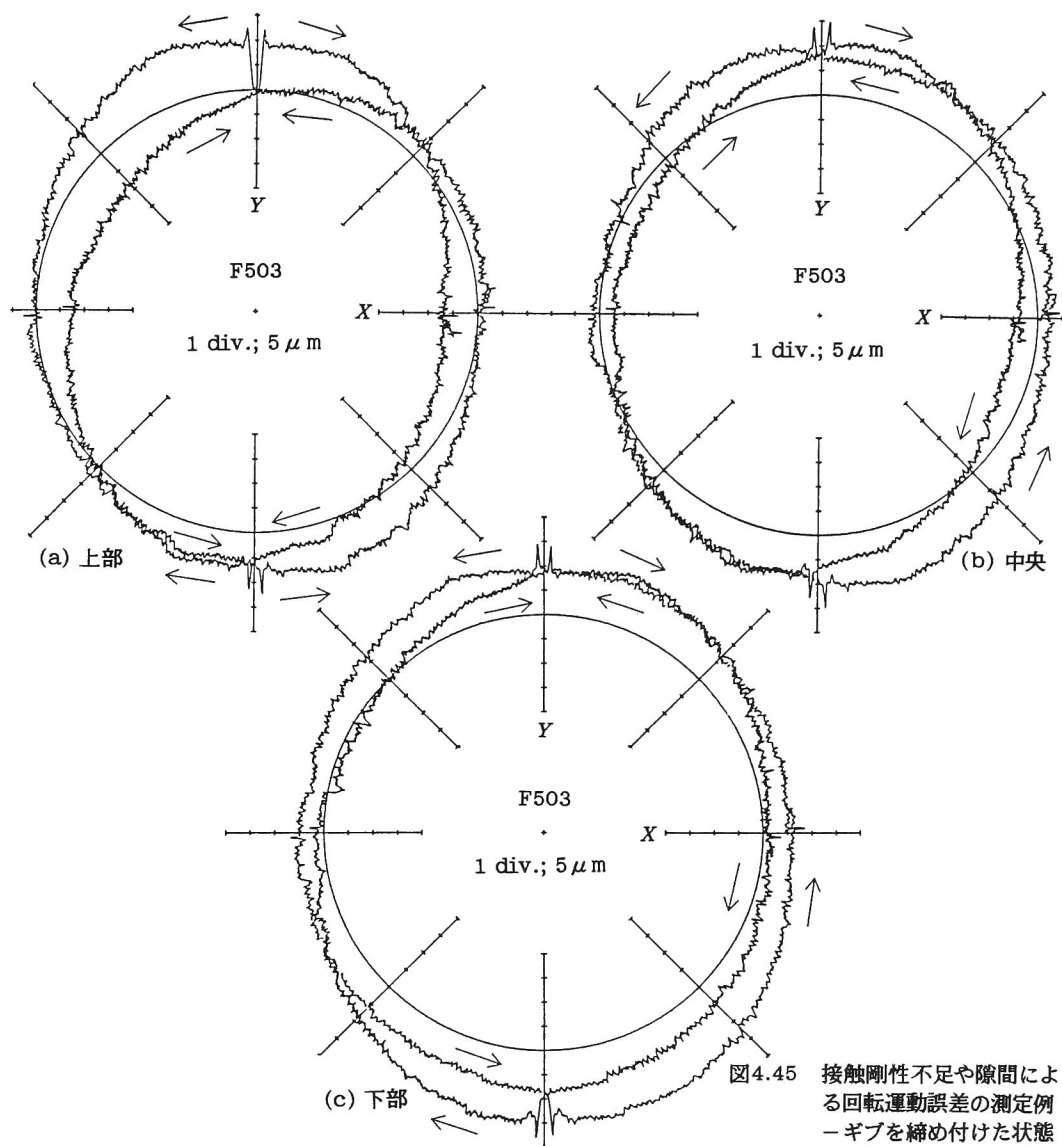


図4.44 接触剛性不足や隙間による回転運動誤差の測定例—初期状態



4.4 結 論

本章では、NC工作機械の機械構造が運動精度に及ぼす影響について、DBB測定法との関連で示した。その主な内容は以下のとおりである。

- (i) NC工作機械の構造が原因となる誤差を数え上げ、並進誤差と回転誤差に分類し、それらを誤差ベクトル法を用いてDBB測定の際の軌跡(軌跡パターン)で表した。

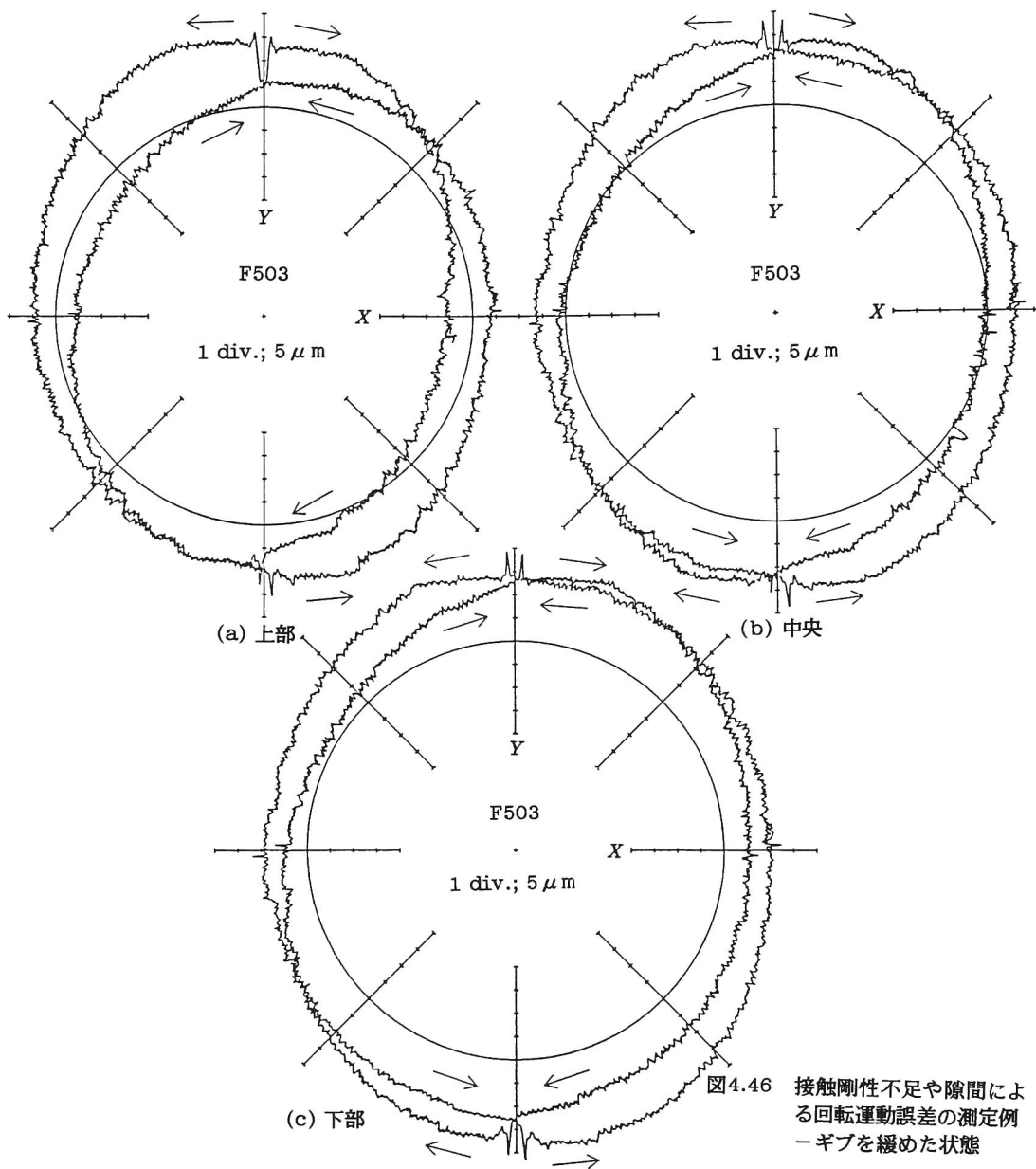


図4.46 接触剛性不足や隙間による回転運動誤差の測定例
—ギブを緩めた状態

(ii) 実際の機械においてDBB測定を行い、(i)で求めた誤差ベクトルと軌跡パターンが正しいことを確認した。さらに、DBB測定によっていまだ測定できなかった運動誤差が容易に測定できることがわかった。

第5章 サーボ系が運動精度に及ぼす影響

5.1 緒 論

前章では機械構造に起因する誤差について数えあげ、DBB測定を行った際にどのような誤差軌跡になって現れるかの解析を行った。本章ではそれに対してサーボ系が送り運動精度に与える影響について考察する。

第2章においては工作機械製作時の最終検査または試作時の欠点の発見にDBB法を用いることを想定していたため、500mm/min程度の送り速度で測定を行っていた。ところが最近非常に増加しつつあるアルミニウム合金製の工作物では2m/min以上の送り速度が常用されつつあり、しかも切削加工が最終加工であるため、精度や仕上げ面あらかの要求が非常に厳しい。このようにますます高速・高精度が要求される工作機械において、サーボ系に原因する誤差の影響はきわめて大きい。

運動方向反転の際に生じ、高速送り時に特に問題となるスティックモーションとロストモーションは円弧補間送りの象限切替時には、図5.1に示すようなパルス状の突起として現れる。すなわち、運動方向反転時に一時的に大きくなり、ただちに減少する並進誤差のひとつである。また、円弧補間送りの象限切替時には1軸の運動方向が反転するので、スティックモーションだけでなく、ロストモーションが生じ、図5.1に示すような段差として現れる。

今までのNC工作機械では、第4章で述べたような機械構造に起因する誤差ならば、2.1節で述べたような他の測定手段で誤差の存在を知ることができるので、各誤差がどうして出現するのかといったこと(生成機構)もかなり知られていた。しかし、その中でもボールねじ送り駆動機構の誤差などは、静的に測定することしかできなかったもので、動的な誤差、たとえばロストモーション量が送り速度に依存するといったことは経験的には知られていても、細部にわたる生成機構までは解明されていなかった。DBB測定により、それらはかなりの所まで解明された(第4章で記述した程度)が、本章で述べるようなある種のサーボ系に起因する誤差の生成機構までは依然不明のままであった。

しかし、エレクトロニクスの発達によりNC装置が高度化し、特にオールデジタルサーボで各種のフィー

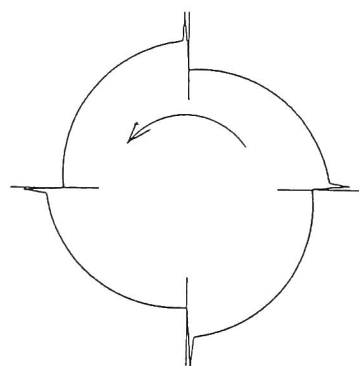


図5.1 DBB測定における象限切替時の段差と突起

ドバック値をメモリに記録しておけるようになり、ようやくいままで不明であった誤差の生成機構について解明する手段が整った。そこで、本章では高速、高精度で円弧補間送りの精度が測定可能なDBB測定を行い、同時に被測定機械の種々のサーボ系のフィードバック値をサンプリングすることにより、サーボ系に起因する誤差の生成機構(原因)の解析と数式化を行った。ロストモーションについては第4章で簡単な考察を行ったが、スティックモーションとロストモーションは同時に生じるだけでなく、互いに関連があるので、本章ではロストモーションの生成機構についてもあわせて検討することとした。被測定機の回転誤差が小さいことを確認した上で、運転条件を変えて並進誤差によるロストモーションの大きさを測定し、それがどのように決まるのかを調べて、ロストモーションの生成機構を解明した。さらに、ボールねじの取付誤差などに起因する周期的誤差についても考察を加えた。

本章の概要は次のとおりである。

まず、5.2節ではサーボ系に起因する誤差について理論解析とDBB測定を行った際の軌跡パターンを求めた。5.3節、5.4節では現用されている種々のNC工作機械について高速仕上切削下で送り速度とサーボ時定数を変化させてDBB測定を行い、理論解析の結果と比較した。さらに、オールデジタルサーボのNC工作機械を用いてサーボ系・送り駆動系に起因する誤差の生成機構の解明を行った。

5.2 理論解析

4.2.3節でも扱ったボールねじ送り駆動系の誤差は、制御方式の違いにかなり影響される。たとえば、象限切換の際の段差について考えると、クローズドループ方式NC機ではロストモーションは通常は現れないので、摺動体の姿勢変化すなわち回転誤差によって生じたものであることは言うまでもない。また全周にわたってピッチが6～15mmの周期的誤差が発生していても、クローズドループ方式のNCでは特別に位置ループゲインが小さい限り、それはボールねじの振れ回りなどが原因ではなく、チェーンピッチなどの原因によるものと考えるべきである。セミクローズドループ方式NCの場合では前述したように6～15mmのピッチで周期的誤差が発生していると、ボールねじ送り駆動系の原因と考えられる。従ってサーボ系の誤差とボールねじ送り駆動系の誤差とは関係があるのと、次に述べる理由で、ボールねじ送り駆動系の誤差の一部を本節で再び扱った。また、本節で扱う誤差はすべて並進誤差である。

5.2.1 検出器のノイズによる周期的誤差

NC工作機械にはテーブル位置やボールねじの回転角、およびそれらの速度の検出器として、エンコーダ、レゾルバ、リニアスケール、タコジェネレータなどが使用されている。これらの位置(または角度)検出器、速度(または角速度)検出器は特定のピッチを持っていることが多く、検出器の信号に含まれるノイズは位置に関して周期的なものが多い。

具体的には、クローズドループ方式NCに使用される位置検出器のうち、光学スケールはピッチが $20\mu\text{m}$ と小さいものが多く、サーボノイズは非常に小さいが、摺動体と光学スケールの間に隙間が存在すると、両者の間に温度差が生じやすく、スケールの誤差が発生しやすい。インダクトシンスケールは 2mm のピッチを持つものが多いが、印加電圧に位相のずれやリップルなどがあつたり、磁界に外乱があると、 2mm のピッチの周期的誤差が発生する。

セミクローズドループ方式NCで重要な役割を占める角度検出器では、レゾルバは1回転当たり特有の山数のノイズ成分を持っていることが多く、ロータリエンコーダに比べてサーボノイズが大きくなりがちである。速度検出器としてのタコジェネレータのノイズは低速では小さいが、高速送りになると大きくなりがちである。

これは一般にサーボノイズと呼ばれるもので、NC工作機械には必ず存在し、高次山成分となつて現れる。

これらの機器から出力される信号は位置および速度制御ループにフィードバックされるので、機械の動きに周期的な誤差が現れる。この周期的な誤差は同時2軸加工を行う場合に高次山成分(仕上げ面あらさ)を増大させ、形状誤差を生じさせる。

まず、これらの周期的なノイズによる誤差の振幅が送り速度に無関係な場合を考える。この場合はボールねじなどの取付に不備がある場合とおなじように、4.2.3項(3)で考察したのと同じ結果が得られる(式(4.20)、図4.28)。周期(ピッチ)については、ボールねじに直結されているエンコーダやレゾルバ、タコジェネレータの場合、ボールねじ1回転につき数山の周期の誤差が現れることもある。これらの検出器がギアなどの変速装置を介してボールねじとつながっている場合もあるが、その場合にはピッチが変化する。またクローズドループ方式NCでリニアスケールからノイズが出ている場合には、リニアスケールのピッチに応じて現れる。

次に、これらのノイズによる誤差がボールねじ1回転につき数山のピッチ $P[\text{mm}]$ をもって周期的に現れ、かつその振幅 $[\mu\text{m}]$ が速度 $V_x(=F\sin\theta)$ 、 $V_y(=-F\cos\theta)$ に比例し、その係数を χ_x 、 χ_y とすると、

$$C_x = -\chi_x F \sin\theta \sin\left(2\pi \frac{R \cos\theta}{P} - \phi_x\right)$$

$$C_v = \chi_v F \cos \theta \sin(2\pi \frac{R \sin \theta}{P} - \phi_v)$$

(ϕ_x, ϕ_v : 位相のずれ)

となり、これらを基本式(2.7)に代入すると、

$$R = \frac{F}{2} \sin 2\theta \left\{ -\chi_x \sin(2\pi \frac{R \cos \theta}{P} - \phi_x) + \chi_v \sin(2\pi \frac{R \sin \theta}{P} - \phi_v) \right\} \quad (5.1)$$

となる。この場合の軌跡パターンを図5.2に示す。

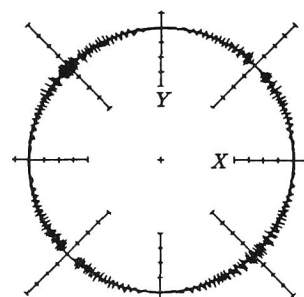


図5.2 検出器ノイズの軌跡パターン

5.2.2 スティックモーション

スティックモーションは円弧補間送りの象限切換の際に送り方向が反転する際の制御系の応答遅れにより生じる。図5.3に示すように摺動体が反転後少しの間案内にスティックした状態になり、動かず、その後急速に動いて指令位置に追いつこうとする。これを誤差を拡大して極座標表示すると図5.4のように象限切換えの直後にパルス状の突起が生じる軌跡パターンとなる。このスティックモーションの大きさはサーボ剛性、摺動抵抗の大きさ、送り速度、円弧補間半径などによって支配されている。サーボ剛性 K [Nm]は、

$$K = K_s K_v K_T \quad (5.2)$$

で定義される。(ここで K_s : 位置ループゲイン[s^{-1}]、 K_v : 速度ループ伝達関数[$A \cdot s$]、 K_T : モータトルク定数[Nm/A])

式(5.2)において K_s, K_T を変更することは困難なことが多い。それに対し速度ループ伝達関数(いわゆる速度ループゲイン) K_v は比較的に変更しやすいので、スティックモーションが大きい場合には K_v を大きくすればよい。ただし過大にするとハンチングしやすくなることは言うまでもない。したがってこの現象は、位置ループゲインをあまり大きくでき

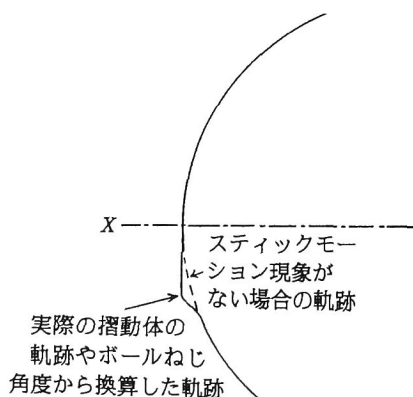


図5.3 スティックモーションのモデル

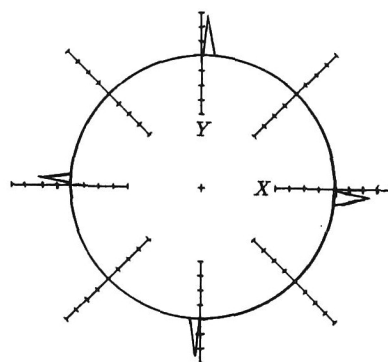


図5.4 スティックモーションの軌跡パターン(CW方向軌跡の場合)

ないクローズドループ方式の機械に多く見られるが、セミクローズドループ方式でもゲインが小さいと大きなスティックモーションが現れる。NCによるバックラッシュ補正で、補正のタイミングが悪いと大きなスティックモーションが現れたり、逆に円の中心に向かってパルス状の突起となって現れることもある(後述の第7章のロストモーション補正に詳細を記す)。

5.2.3 位置ループゲインの不一致による誤差

円弧補間送りを行うとき、2つの軸の間のゲインが異なる場合に現れる。

いま X 軸の位置ループゲイン $K_{sx}[1/s]$ と、 Y 軸のそれ $K_{sy}[1/s]$ との間に微小な差 ΔK_s があるとし、 $K_{sx} = K_s - \Delta K_s/2$ 、 $K_{sy} = K_s + \Delta K_s/2$ である場合を考える。円弧補間送りの際の各軸の送り運動の変化は緩やかで、定常状態にあると考えられる。すると、指令位置と現在位置との差であるドループは $-V/K_s$ で与えられるので(図5.5)、

$$e_{xx} = \frac{V_x}{K_{sx}}, \quad e_{yy} = \frac{V_y}{K_{sy}}$$

となり、誤差ベクトルは次式で与えられる。

$$\vec{C} = \left(-\frac{V_x}{K_{sx}}, -\frac{V_y}{K_{sy}}, 0 \right)$$

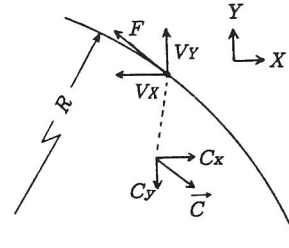


図5.5 ドループによる誤差ベクトル

ただし V_x 、 V_y はそれぞれ周速 F の X 、 Y 軸方向の成分であり、周速 F' [mm/s] = F [mm/min]/60 で円弧補間送りする際の v_x 、 v_y は、

$$v_x = \mp F' \sin \theta, \quad v_y = \pm F' \cos \theta \quad (\text{複号同順})$$

で与えられる。ただし複号は上がCCW方向、下がCW方向に動いた場合である。

これらを基本式(2.7)に代入すると、

$$\Delta R = -\frac{\mp F' \sin \theta}{K_{sx}} \cos \theta - \frac{\pm F' \cos \theta}{K_{sy}} \sin \theta = \pm \left(\frac{1}{K_{sx}} - \frac{1}{K_{sy}} \right) \frac{F'}{2} \sin 2\theta$$

となる。ここで、 K_{sx} 、 K_{sy} はほぼ一致しているのでそれを K_s とおき、位置ループゲインの不一致の程度を、

$$\varepsilon = \frac{K_{sy} - K_{sx}}{K_s} = \frac{\Delta K_s}{K_s}$$

で表すと、

$$\begin{aligned} \frac{1}{K_{sx}} - \frac{1}{K_{sy}} &= \frac{K_{sy} - K_{sx}}{K_{sx} K_{sy}} = \frac{\Delta K_s}{(K_s - \Delta K_s/2)(K_s + \Delta K_s/2)} \doteq \frac{\Delta K_s}{K_s^2} \\ \therefore \Delta R &= \pm \frac{\varepsilon F'}{2K_s} \sin 2\theta \end{aligned} \quad (5.3)$$

となる(ただし、 ΔR の単位はmm)。 $\varepsilon > 0$ のとき ($K_{sy} > K_{sx}$ のとき) 軌跡パターンは図

5.6のように、 45° 方向に長軸をもつ楕円状になる。この楕円は直角度誤差とは異なり、回転方向が逆になると長軸と短軸の方向が入れ替わり、両者の誤差の和をとると $\Delta R=0$ となり、基礎円に一致する。また $\varepsilon < 0$ のとき ($K_{sy} < K_{sx}$ のとき) も、長軸と短軸の方向が入れ替わる。長軸と短軸の差は、 $2\varepsilon F^0/K_s$ である。楕円の基準円からのずれの大きさは位置ループゲイン K_s に反比例し、不一致の比 ε と送り速度 F に比例する。

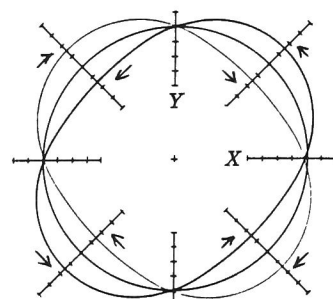
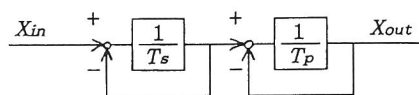


図5.6 位置ループゲインの不一致の軌跡パターン

5.2.4 サーボの応答遅れによる半径減少

制御系の応答遅れにより円弧補間の開始時、停止時を除き定常的に半径が減少する。

前項の位置ループゲイン不一致による誤差の場合は指令速度は定常状態にあると考えた。しかし、厳密には円弧補間送りは各軸ごとに考えると、正弦波運動であり、指令に対する応答は送り速度が大きくなると周波数応答として考える必要がある。



T_p : サーボの位置ループ時定数
 T_s : スムージング回路の時定数

図5.7 送り駆動系のブロック線図

NC工作機械の送り駆動系のブロック線図は近似的に図5.7のような一次遅れ系の組み合わせと考えられる。このブロック線図に基づいて定常半径減少量を求める。

XY 平面での円弧補間送りを考える。入力(指令値)の半径を $R[\text{mm}]$ 、送り速度を $F^0[\text{mm/s}]$ とすると角速度 $\omega[1/\text{s}]$ は、

$$\omega = F^0 / R$$

で与えられる。中心座標を $O(0, 0, 0)$ とすると、X, Yの各軸の指令値 X_i, Y_i はそれぞれ

$$X_i(t) = R \cos \omega t, \quad Y_i(t) = R \sin \omega t \quad (5.4)$$

である。また、初期条件を

$$\begin{aligned} X_i(0) &= R, & Y_i(0) &= 0 \\ \dot{X}_i(0) &= 0, & \dot{Y}_i(0) &= 0 \end{aligned} \quad (5.5)$$

とする。このとき、図5.7で示すようにスムージング回路の時定数を $T_s[1/\text{s}]$ 、位置ループの時定数を $T_p[1/\text{s}]$ ($T_p = 1/K_s$) とすると、このブロック線図で示されるシステムの伝達関数は、

$$G(s) = \frac{1}{1 + T_s s} \cdot \frac{1}{1 + T_p s} \quad (5.6)$$

で表される。 s 領域でのサーボ系の出力 $X_o(s), Y_o(s)$ は

$$\begin{aligned}
X_o(s) &= \frac{1}{1+T_s s} \cdot \frac{1}{1+T_p s} \cdot \frac{sR}{s^2+\omega^2} \\
Y_o(s) &= \frac{1}{1+T_s s} \cdot \frac{1}{1+T_p s} \cdot \frac{\omega R}{s^2+\omega^2}
\end{aligned} \tag{5.7}$$

である。これらを t 領域にもどし、初期条件を代入すると($T_s \neq T_p$)

$$\begin{aligned}
X_o(t) = R \{ & \frac{1}{\omega^2+1/T_s^2} \cdot \frac{1}{T_s} \cdot \frac{1}{T_p-T_s} \cdot e^{-t/T_s} \\
& + \frac{1}{\omega^2+1/T_p^2} \cdot \frac{1}{T_p} \cdot \frac{1}{T_s-T_p} \cdot e^{-t/T_p} \\
& + \frac{1/T_s T_p \cdot (1/T_s T_p - \omega^2)}{(\omega^2+1/T_p^2)(\omega^2+1/T_s^2)} \cos \omega t \\
& + \frac{\omega/T_s T_p \cdot (1/T_s+1/T_p)}{(\omega^2+1/T_p^2)(\omega^2+1/T_s^2)} \sin \omega t \}
\end{aligned} \tag{5.8a}$$

$$\begin{aligned}
Y_o(t) = R \{ & \frac{1}{\omega^2+1/T_s^2} \cdot \frac{\omega}{T_s-T_p} \cdot e^{-t/T_s} \\
& + \frac{1}{\omega^2+1/T_p^2} \cdot \frac{1}{T_p-T_s} \cdot e^{-t/T_p} \\
& + \frac{\omega/T_s T_p \cdot (1/T_s+1/T_p)}{(\omega^2+1/T_p^2)(\omega^2+1/T_s^2)} \cos \omega t \\
& + \frac{1/T_s T_p \cdot (1/T_s T_p - \omega^2)}{(\omega^2+1/T_p^2)(\omega^2+1/T_s^2)} \sin \omega t \}
\end{aligned} \tag{5.8b}$$

である。さらに、十分に時間の経過した後($t \rightarrow \infty$)は、 e^{-t/T_s} 、 e^{-t/T_p} の項は0に収束するので、

$$X_o(t) = R' \cos(\omega t - \phi), \quad Y_o(t) = R' \sin(\omega t - \phi) \tag{5.9}$$

である。ここに、

$$R' = R \{ (T_s^2 \omega^2 + 1)(T_p^2 \omega^2 + 1) \}^{-1/2}, \quad \phi = \tan^{-1} \left(\frac{\omega(T_s + T_p)}{1 - T_s \times T_p \omega^2} \right)$$

である。従って、理論半径減少 ΔR_{tn} は、

$$\Delta R_{tn} = R \{ [(T_s^2 \omega^2 + 1)(T_p^2 \omega^2 + 1)]^{-1/2} - 1 \}$$

一般に、 $T_s \omega$ 、 $T_p \omega$ は1にくらべて十分小さいので、

$$\Delta R_{tn} \doteq - \frac{F^2}{2R} (T_s^2 + T_p^2) \tag{5.10}$$

DBB測定を行った場合の軌跡パターンは図5.8に示すように半径が式(5.10)の ΔR_{tn} だけ変化した円となり、その量は送り速度の2乗に比例して大きくなる。このように半径減少はサーボの応答遅れだけでなく、サーボパラメータの1つであるスムージング時定数の設定による遅れによっても生じる³⁹⁾。したがって T_s や T_p は小さい方が望ましい。ただし T_p をあまり小さくする(位置ループゲイン K_s を大きくする)と、前述のようにハンチン

グを生じて、サーボノイズ(高次山成分)が大きくなるので注意を要する。

次に、 X 軸と Y 軸の位置ループゲインが一致していない場合を考える。式(5.9)の X_o , Y_o は次のようになる。

$$\begin{aligned} X_o(t) &= R_x' \cos(\omega t - \phi_x), \\ Y_o(t) &= R_y' \sin(\omega t - \phi_y) \\ R_x' &= R \{(T_{sx}^2 \omega^2 + 1)(T_{py}^2 \omega^2 + 1)\}^{-1/2} \\ R_y' &= R \{(T_{sy}^2 \omega^2 + 1)(T_{px}^2 \omega^2 + 1)\}^{-1/2} \\ \phi_x &= \tan^{-1} \left(\frac{\omega(T_{sx} + T_{py})}{1 - T_{sx} T_{py} \omega^2} \right), \quad \phi_y = \tan^{-1} \left(\frac{\omega(T_{sy} + T_{px})}{1 - T_{sy} T_{px} \omega^2} \right) \end{aligned} \quad (5.11)$$

となる。位相の遅れは前項で扱ったので、ここでは無視する。 ωT_{px} , ωT_{py} が 1 に比べて十分小さい場合には、誤差ベクトルは、

$$\begin{aligned} C_x &= X_o - X \\ &= X \left[1 - \frac{1}{2} \{(\omega T_{px})^2 + (\omega T_s)^2\} \right] - X \\ &= -\frac{1}{2R} \left\{ \left(\frac{F'}{K_{sx}} \right)^2 + (T_s F')^2 \right\} \cos \theta \\ C_y &= Y_o - Y \\ &= Y \left[1 - \frac{1}{2} \{(\omega T_{py})^2 + (\omega T_s)^2\} \right] - Y \\ &= -\frac{1}{2R} \left\{ \left(\frac{F'}{K_{sy}} \right)^2 + (T_s F')^2 \right\} \sin \theta \\ C_z &= 0 \end{aligned}$$

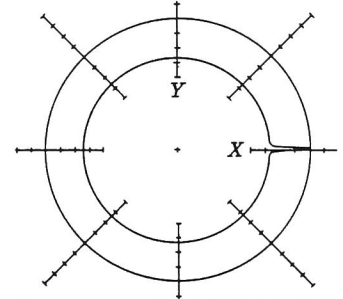


図5.8 サーボの応答遅れによる半径減少の軌跡パターン

となる。この誤差ベクトルを基本式(2.7)に代入すると、

$$\begin{aligned} \Delta R &= -\frac{F'^2}{2R} \left\{ \left(\frac{\cos^2 \theta}{K_{sx}^2} + \frac{\sin^2 \theta}{K_{sy}^2} \right) + T_s^2 \right\} \\ &= -\frac{F'^2}{2R} \left\{ \frac{\cos^2 \theta}{(K_s - \Delta K_s/2)^2} + \frac{\sin^2 \theta}{(K_s + \Delta K_s/2)^2} + T_s^2 \right\} \end{aligned}$$

$\frac{\Delta K_s}{K_s}$ は 1 に比べて十分小さいから、

$$\begin{aligned} \Delta R &= -\frac{F'^2}{2R} \left[\frac{1}{K_s^2} \left\{ \left(1 + \frac{\Delta K_s}{K_s} \right) \cos^2 \theta + \left(1 - \frac{\Delta K_s}{K_s} \right) \sin^2 \theta \right\} + T_s^2 \right] \\ &= -\frac{F'^2}{2R} \left\{ \frac{1}{K_s^2} (1 + \varepsilon \cos 2\theta) + T_s^2 \right\} \end{aligned} \quad (5.12)$$

となる。

いま X 軸と Y 軸の位置ループゲインが一致している場合には $\varepsilon = 0$ となるから、式(5.10)に合致する。位置ループゲインが一致していない場合には式(5.12)から得られる

軌跡パターンは長軸が座標軸と一致した楕円となる^{40), 41)}。その楕円の長軸方向の基礎円からのずれ ΔR は、式(5.3)で述べた45°方向の楕円のずれ ΔR に $F^0/(RK_s)$ を乗じた値となる。

この値は、例えば $K_s = 20\text{s}^{-1}$, $F = 2400\text{mm/min}$, $R = 100\text{mm}$ とすれば、

$$F^0/(RK_s) = 0.02$$

となり、1よりもずっと小さいので、位置ループゲインの不一致に起因する楕円の長軸は、よほど角速度 ω が大きくなる限り、45°方向になる。

参考のために $T_s = 30\text{ms}$, $T_p = 20\text{ms}$ の場合の角速度と半径減少率 $\Delta R/R$ の関係を図5.9に実線で示す。また、その場合に指令半径を $R = 5\text{mm}$ としたときの送り速度と半径減少量の関係を図5.10に示す。これらの図から、小半径・高速送り時には半径減少誤差が顕著に現われ、この誤差を無視できなくなることがわかる。この誤差を補正することを考えなければ、高精度が必要な場合には可能な限り高ゲイン、低速送りで使用しなければならないことになる。

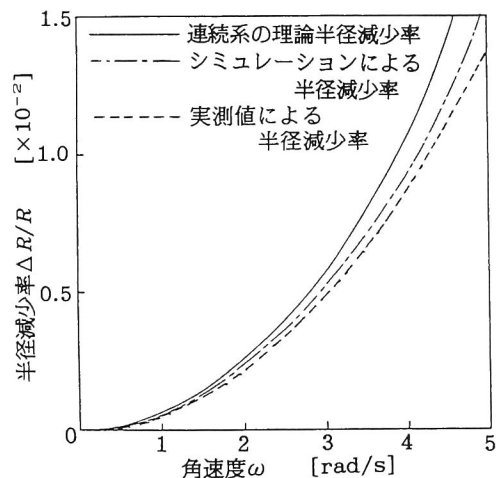


図5.9 角速度 ω と半径減少率 $\Delta R/R$

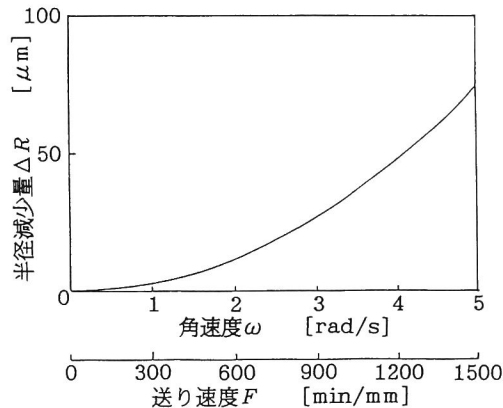


図5.10 指令半径 $R = 5\text{mm}$ の場合の送り速度と半径減少量

5.3 実験装置と方法

5.3.1 被測定機械

(1) DBB測定例に用いた機械

DBB測定装置を用いて各種のMCについて送り速度 F とサーボの時定数 T_p , T_s を変化させて運動誤差を測定した。測定を行った機械の主な仕様と変化させたパラメータを表5.1に示す。

表5.1 DBB測定に用いた5台のMCの仕様

機械	型式	大きさ	NC方式	位置ループ時定数 T_s, T_p [ms]
J	立型	中型	セミクロズドループ	60, 30
				20, 15
				20, 30
K	立型	中型	クロズドループ	35, 40
L	立型	小型	クロズドループ	30, 40
M	横型	中型	クロズドループ	100, 50
N	立型	小型	セミクロズドループ	50, 40

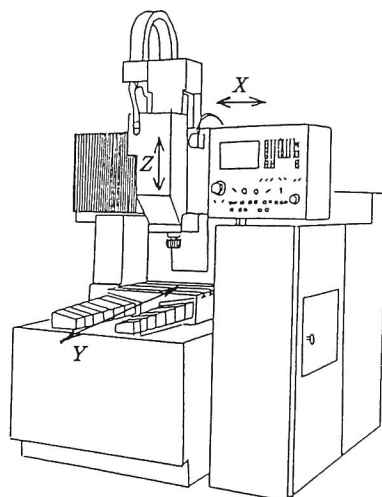


図5.11 機械Oの外観

測定位置はそれぞれの機械のワーキングエリア中央部である。送り速度はアルミニウム合金製の被削材を高速加工する場合を想定して、最大2.5m/min付近まで変化させた。表5.1に示したMCにおいて位置ループ時定数 T ($= T_s + T_p$)は機械の構造と使用目的に応じてさまざまなものが用

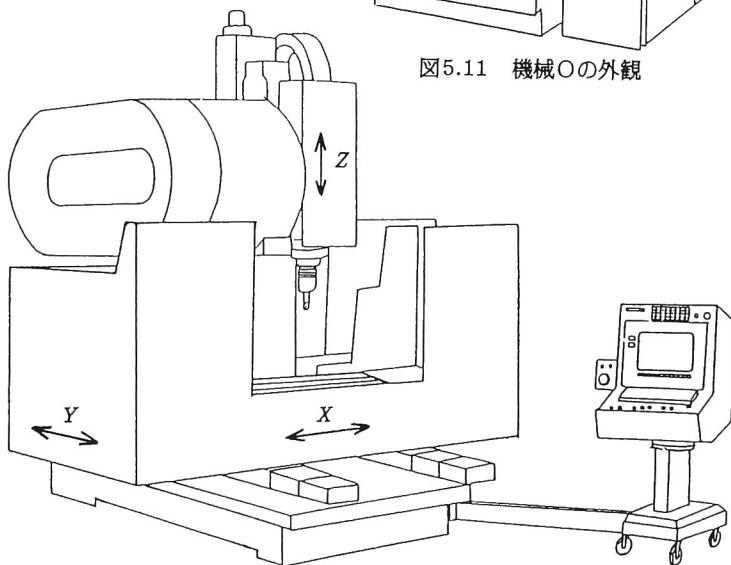


図5.12 機械Pの外観

いられていたが、それらは70~150msの

間にあった。本測定の際にはこの T を35~150msの間で設定しなおして測定を行った。

(2) 誤差原因解明に用いた機械

本章でサーボ系ならびに送り駆動系の誤差原因の推定、および第7章で述べる誤差補正の確認実験に用いたNC工作機械(MC)は機械Oと機械Pである。機械Oの外観を図5.11に、主な仕様を表5.2に示し、機械Pの外観を図5.12に、主な仕様を表5.3に示す。

機械Oの主な特長、機械の選定理由、およびこの機械の問題点について概説する。この機械は門型の小型機で、各軸の送り駆動系の構造を図5.13に示す。まず、このMCは経済性と精度の点で総合的に優れているとされ、最もよく使用されているセミクロズドループ制御方式であり、セミクロズドループ制御方式特有のロストモーションの原因推定に

都合がよい。また、図 5.14 はこの MC の DBB 測定で得られた運動誤差軌跡の例であるが、同 図 (a) の CW 方向 2 回の運動誤差軌跡の差からこの MC の運動の一方方向再現性が非常によいことがわかる。また、同 図 (b) の誤差軌跡から CW 方向と CCW 方向の間隔の差で与えられる双方向再現性も小さく、さらに高速送り ($F=3000\text{mm/min}$) においても円の形状が崩れないことがわかる。本機の XY 平面の運動精度の評価値をまとめて表 5.4 に示す。

機械 O は以上に示したように、ボールねじピッチの周期的誤差成分以外には特に大きな誤差はなく、再現性に優れている。したがって、誤差原因推定のためのデータを安定してとることができ、かつ単独の誤差を抽出しやすい。また、確認実験の際に他の大きな誤差が存在すると補正の結果が他の大きな誤差に紛れてしまうが、この機械の場合はボールねじピッチの周期的誤差以外には他に大きな誤差が存在しないので、補正の影響を見失うことがない。以上の理由でこの機械は本研究の目的に達していると思われる。なお、ボールねじピッチの周期的誤差の原因は、ボールねじとモータ軸のミスアライメントとその影響を取り除くべきカップリングの不具合が主な原因と思われる。

次に機械 P について説明する。NC 装置は、パラメータの変更により、セミクローズド

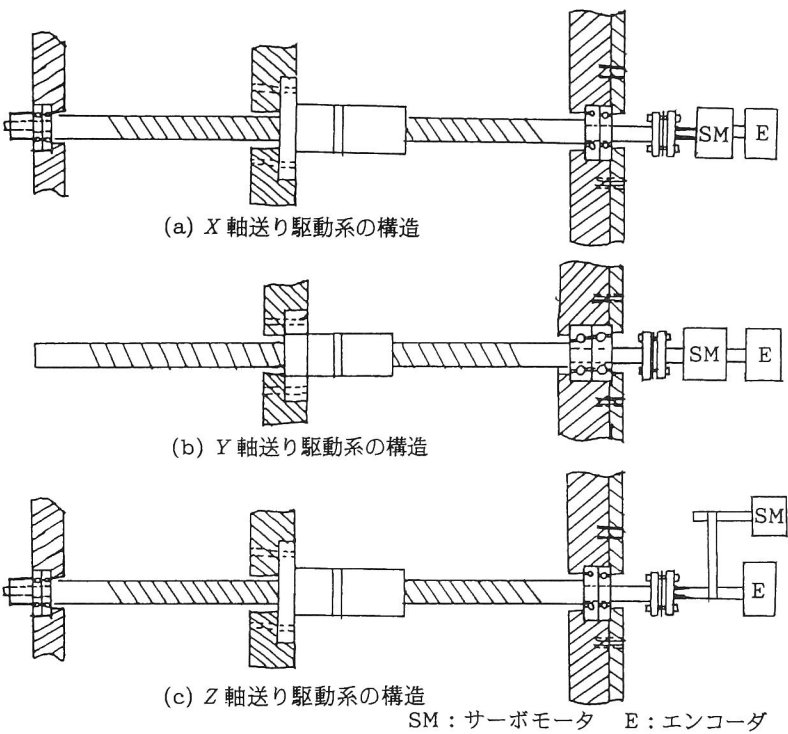


図 5.13 機械 O の各軸の送り駆動系の構造

表 5.2 機械 O の主な仕様

各軸移動量	X軸	520 mm	位置ループゲイン 50 s^{-1}
	Y軸	485 mm	切削送り速度 $1\sim4000\text{ mm/min}$
	Z軸	280 mm	切削送りスムージング時定数 30 ms
最小設定単位	$0.1\text{ }\mu\text{m}$ (セミクローズドループ – エンコーダ FB) タコジェネレータなし		

表5.3 機械Pの主な仕様

各軸移動量	X軸	1250 mm	ボールねじ径	X軸	40 mm
	Y軸	650 mm		Y軸	40 mm
	Z軸	650 mm		Z軸	45 mm
位置ループゲイン 40 s ⁻¹			ボールねじピッチ 10 mm		
早送り速度 12 m/min 早送りオーバーライド 1%, 25%, 50%, 100%			早送りスムージング時定数 150 ms		
切削送り速度 1~4000 mm/min			切削送りスムージング時定数 25 ms		
駆動モータ ACサーボモータ 4.5 kW					
トルク定数 3.63 Nm/A _{rms} 静摩擦トルク 0.3 Nm					
最小設定単位 0.1 μm (セミクロズドループ - エンコーダFB)					
1 μm (クロズドループ - インダクトシンFB)					
タコジェネレータなし					

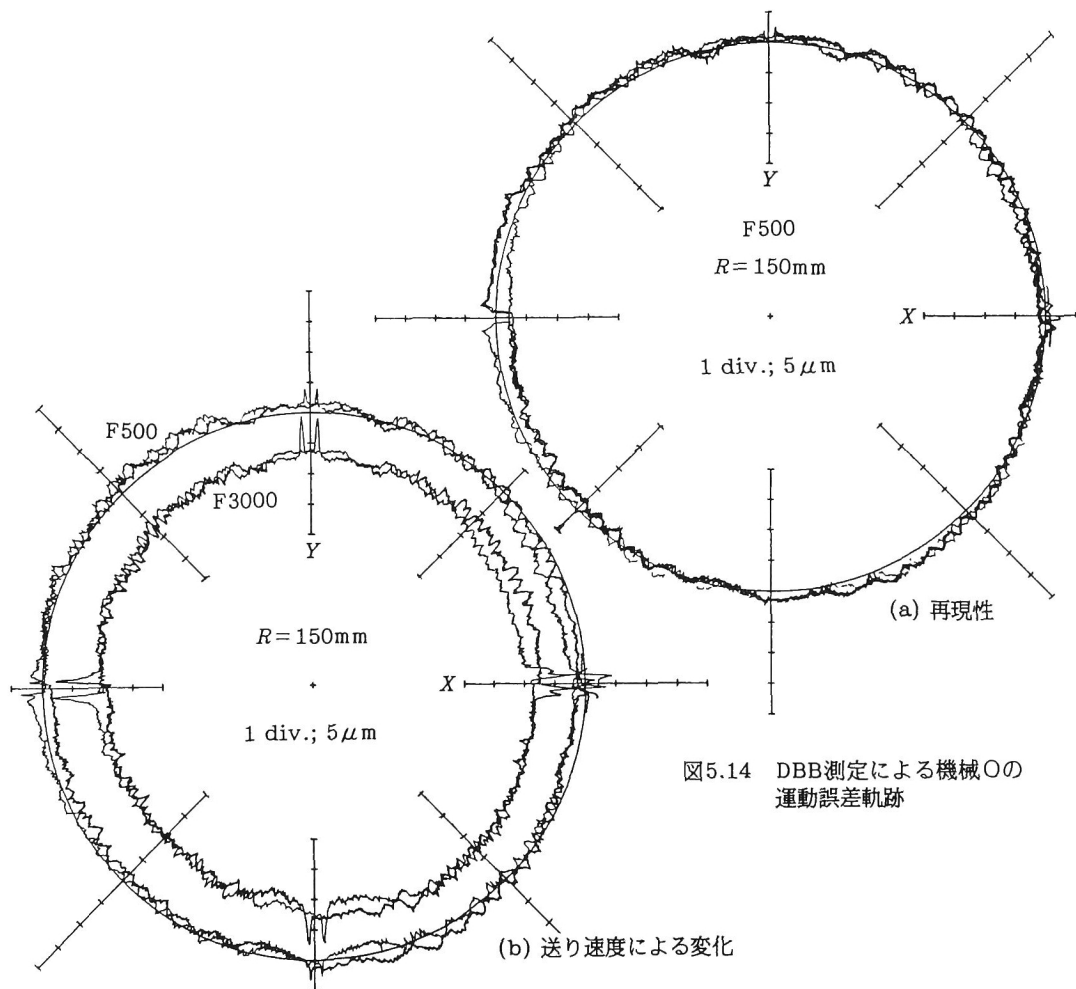


図5.14 DBB測定による機械Oの運動誤差軌跡

ループ制御方式としてもクローズドループ制御方式としても用いることができる。セミクローズドループ方式の場合は、角度検出器として送り駆動モータに取り付けた2万分割のエンコーダを用い、速度検出は検出角度を微分して行う。クローズドループ方式の場合は、位置検出器として分解能 $0.5\mu\text{m}$ のインダクトシンを用い、エンコーダを速度検出器として用いる。

表5.4 実験に用いたMC(機械O)の精度表 単位：特記以外は μm

送り速度 [mm/min]	500	3000
真円度 MZC (CW/CCW)	4 / 5	5 / 6
一方向再現性 *	1	-
双方向再現性	3	3
スティックモーション量	3	8
高次山成分	1	1
XY 軸間の1次のスケール誤差	1.5 μm / 300mm	
直角度誤差	2 μm / 150mm	
2軸間のループゲインの不一致	なし	
周期的誤差	ボールねじ周期で振幅約2 μm	

* をつけたデータのみ図5.14(a)から、
それ以外のデータは図5.14(b)から読みとった。

機械PのX軸案内は図5.15(a)に示すようなワイドガイドであり、 L/B (L :摺動面の長さ、 B :案内面間の幅)が大きい、Y軸は同図(b)に示すようなナローガイドであり、 L/B が小さいので回転誤差(この場合、Z軸回りのヨーイング)を生じる可能性がある。回転誤差が生じていないことを確認するために、NCをクローズドループ制御方式に切り換えてDBB測定を行ったところ、X軸の象限切換時には段差は生じず、Y軸方向の象限切換時には $1\mu\text{m}$ 程度生じた。Y軸方向の直線補間における反転位置決め誤差も各送り速度に対して $1\mu\text{m}$ 以下であった。ゆえに、Y軸についてのヨーイングは小さく、本章での実験結果には回転誤差の影響はないものと思われる。(クローズドループ方式では摺動体上の位置検出器の取り付け位置では、軸方向の位置の誤差は微小であるので、並進誤差は摺動体上のどの位置でも微小であり、位置決め誤差が生じる可能性があるのは制御系による誤差を除けば回転誤差のみである。)

ところで、最近ではボールねじの支持はスラスト方向の剛性が有利になるように、両端固定(ダブルアンカ)で、かつスラスト方向に予張力を加えて剛性を高めた構造のものが多くいようである。図5.13から機械OではX軸がこの構造に当たるのでロストモーションやスティックモーションの実験は機械OについてはX軸について行った。なお、機械Pは全

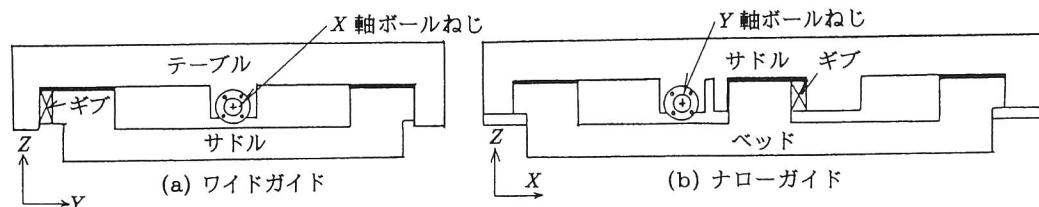


図5.15 機械Pの案内方式

軸ともダブルアンカ方式を採用している。また、これらの機械はすべり案内を使用している。

5.3.2 NCの内部データ記録機能

機械O, PのNC装置の簡略化されたブロック線図を図5.16に示す。このブロック線図のうち、サーボアンプ部が従来のNCではアナログ方式であったが、このNC装置はデジタル方式になっており(オールデジタルサーボシステム)、送り駆動モータとして用いるACサーボモータの末端までデジタル量で制御している。このため、サーボアンプ部で行う補正についても数式化された一定規則に従って、正確でかつ安定した制御が行われる。これにより精度を高め、信頼性を向上し、またソフトウェアの改良だけでNC補正など各種の付加機能を加えることができる⁴²⁾。また、従来のNC装置は一般に最小設定単位が $1\mu\text{m}$ であったが、このNC装置は最小設定単位が $0.1\mu\text{m}$ (エンコーダは十万分割のものを使用)である。したがって、真直度誤差補正等では、これまでのように最小設定単位が $1\mu\text{m}$ の場合は補正によって段差が生じる懸念があるが、このNC装置の場合は最小設定単位が $0.1\mu\text{m}$ なので補正による段差が生じる心配はまずないと思われる。

これらの機械のNC装置には、運転中にNCが管理している内部データをサンプリングし、メモリに記録し、送信指令によりRS-232Cを介して外部のパーソナルコンピュータに転送する機能が備わっている。パソコンでは受信したデータをフロッピーディスクに記録し、データ処理を行ってCRTやXYプロッタに出力する。このシステムの概略を図5.17に示し、その主な仕様を表5.5に示す。

本章の実験では、主に各軸のフィードバック位置とフィードバック電機子電流値の2種類を測定した。この場合、736点でサンプリングを行うことができる。また、サンプリン

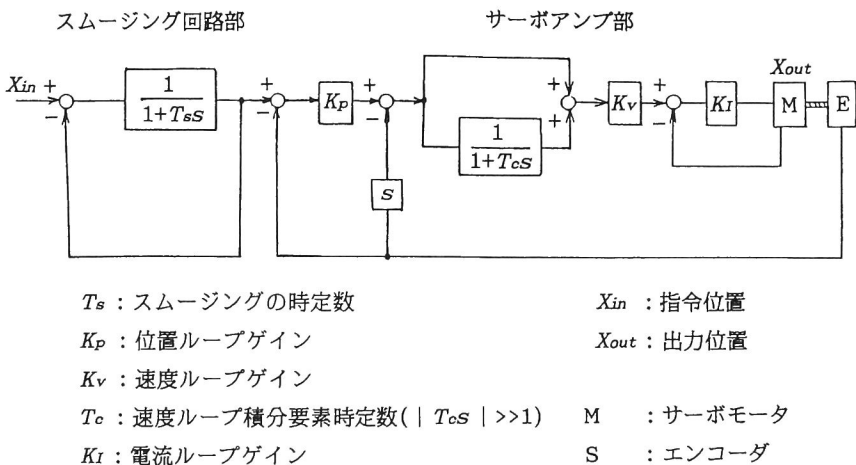


図5.16 NC装置の簡略化されたブロック線図

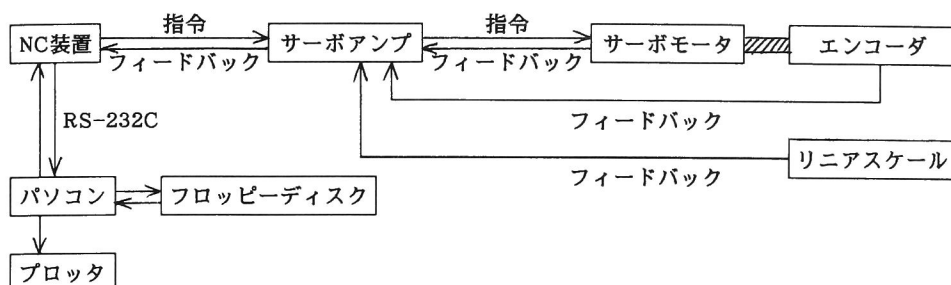


図5.17 NC内部データの測定システム

グ開始指令はNCへのキー・インで行うが、円弧補間時にはX軸からの角度で指令することもできる。

ただし、このNCではACサーボモータの電流制御法として直流制御法を用い、前述のようにオールデジタルサーボシステムであるから、電機子電流の指令値およびフィードバック値は交流量ではなく数値化された直流量である⁴³⁾。

表5.5 NCの内部データ記録機能

内部データの種類 (各軸)	☆ サーボモータへの指令位置
	☆ 検出器からのフィードバック位置およびフィードバック速度
	☆ ドループ量
	☆ サーボモータの電機子電流の指令値およびフィードバック値
サンプリングデータ長	4 Byte
同時サンプリング数	1 または 2 種類
バッファ容量	5888 Byte
サンプリング周期	3.5 ms の整数倍

5.3.3 スティックモーションおよび円弧補間におけるロストモーションの測定法

JISによるロストモーション試験は早送りに対して行うものであり、円弧補間については全く規定されていない。しかし、スティックモーションとロストモーションの大きさを知るにはDBB測定を行うのが最も簡単である。大半の機械で、DBB測定を行ったときの象限切換の付近での運動誤差軌跡は、図5.1のようになる。また、同時にNCの内部データも測定する。図5.1のような段差は、摺動体の姿勢変化によっても現れることは第4章ですでに明らかにしたが、本章ではその生成機構に関しては姿勢変化以外の原因について考えることとした。

機械O、Pでのこれらの挙動を知るために、主としてXY平面で半径150mmの円弧補間送りを $F=10\sim3000\text{mm/min}$ の各送り速度で行い、以下の4種類の測定を行った。

- ① 機械の実際のテーブル上での動きを、DBB装置を用いて測定した。
- ② エンコーダのフィードバック値をサンプリングし、ボールねじの回転角度およびそれによる位置を換算し求めた。また、リニアスケールのフィードバック値をサンプリングした。

リングした。

- ③ サーボモーターの電機子電流の値をサンプリングし、それにトルク定数をかけ、モータ内の静摩擦トルクを引いてモータの出力トルクを求めた。
- ④ NCのZ軸キャンセルの機能を用いて、X軸だけを円弧補間と同じ運動をさせ、その動きを別置の光学スケール(後述)で測定した。

5.3.4 直線補間におけるロストモーションの測定法

機械Pにおける直線補間や早送りによるロストモーション量はJISのロストモーション試験にならって測定する。そのために別置の光学スケールを使用し、機械を運動させたときの実際の移動量を測定する。

直線補間で加工を行う場合、運動方向反転時にドウェルを指令しないと、ドループのために実際の位置が反転位置に達する前に反転指令が与えられるので、直角を加工する場合には角は丸みを持つことになる。精密加工ではこれを避けるため、反転時には必ずドウェルを指令するので、本研究においても直線補間については運動方向反転時には、必ず停止させ、そして停止中のNCの内部データを測定することとする。

送り速度 F を変えて測定し、また早送りでも実験を行い、直線補間の場合と比較する。早送りの送り速度の変更はオーバーライドを使用し、G00 : 25%はF3000に相当し、G00 : 1%はF120に相当する。機械Pでは、直線補間の加減速パターンは一次遅れ(すなわち指数関数加減速)に、早送りでは直線加減速に設定しており、また表5.3に示すようにそれぞれスムージング時定数が異なる。

5.3.5 周期的誤差の測定

機械Pを用い、直線補間、円弧補間中のフィードバック位置とサーボモータの出力トルクの測定、およびDBB測定を行った。

5.4 実験結果と考察

5.4.1 機械JにおけるDBB測定例

機械Jで、 $T_s = 60\text{ms}$ 、 $T_p = 30\text{ms}$ のとき送り速度 F を506, 1266, 2532mm/minと変化させて測定したXY平面の運動誤差軌跡を図5.18に示す。

象限切換の際の突起については、X軸では送り速度が大きくなるとともに、突起も大きくなっているが、Y軸については送り速度のいかにかわらず、突起は認められない。これはY軸の運動方向が反転する際にサドルの姿勢変化(ヨーイング)が生じて、サドル

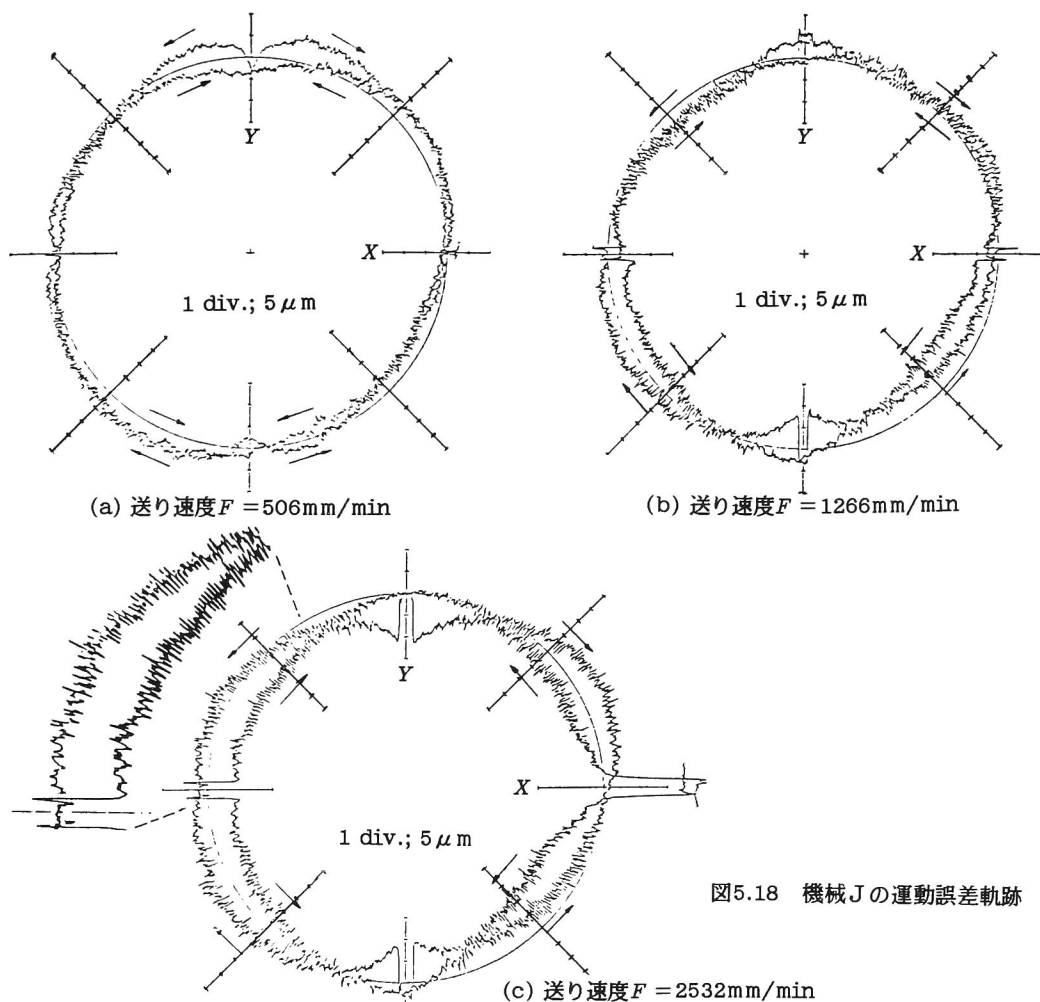


図5.18 機械Jの運動誤差軌跡

が厳密に言えば停止していないためと思われる。

象限切換の際の段差はX軸、Y軸とも送り速度が大きくなるとともに一方向(内向き)に大きくなっている。これは一般のNC機においてバックラッシュ補正量は送り速度のいかんにかかわらず一定とされているのに対し、実際のロストモーション量は送り速度が大きくなるほど減少するために生じたものである(通常バックラッシュ補正量は送り速度が非常に小さい場合のロストモーション量に等しく設定されていることが多い)。

高次山成分も送り速度 F が 506 mm/min の時 $3 \mu\text{m}$ 、 1266 mm/min の時 $4 \mu\text{m}$ 、 2532 mm/min の時 $6 \mu\text{m}$ と、送り速度が大きくなるほど大きくなっている。半径減少量についても送り速度を大きくすれば大きくなっている。

サーボ時定数のうち、位置ループ時定数 T_p を小さくする(位置ループゲイン K_p を大きくする)と、象限切換の際の突起が小さくなり、高次山成分が増大し、半径減少量が小さ

くなる。加減速時定数 T_s を小さくすると半径減少量が小さくなるが、それ以外には顕著な影響は現れなかった。

表5.6 送り速度を変化させたときの運動誤差(機械J)

以上の結果をまとめて表5.6に示す。XY 軸間のループゲインの不一致については、本機にある程度存在しているが、Y 軸のサドルのヨーイングによる段差と、X 軸のロストモーションによる段差が大きいので、図5.18においてはその量を求めることが困難である。

送り速度 [mm/min]		506	1266	2532
スティックモーション CW/CCW [μm]	X ⁺	3/3	5/4	—
	X ⁻	2/3	3/4	4/5
	Y ⁺	0/0	—	0/0
	Y ⁻	0/0	0/0	0/0
ロストモーション CW/CCW [μm]	X ⁺	0/0	-3/-3	—
	X ⁻	0/0	-4/-3	9/9
	Y ⁺	0/0	—	-11/-11
	Y ⁻	-5/-5	-10/-12	-11/-12
高次山成分 [μm]		3	4	6

5.4.2 ループゲインの不一致の影響

XY 軸間のループゲインの不一致の影響は、機械J、機械M、及び機械Nでは明瞭には現れていないが、他の機械では明瞭にみられる。すなわち、機械KではF2532の場合に45°の方向に約15 μm の半径差となって現れており、機械Lでは図5.19に示すように40 μm の半径差が現れている。

そこで、これらの機械についてループゲインの不一致の程度を式(5.3)を用いて計算したところ、Y 軸のループゲイン K_{sy} がX 軸のそれ(K_{sx})より機械Kでは0.55%、機械Lでは0.63%過小であることがわかった。それぞれの機械についてこれらの値だけ K_{sy} を調整し、再度測定を行ったところ、図5.19(c)に示すようにF2532程度では45°方向の半径差は確認できないほど小さくなった。

式(5.3)より2.5m/min程度の送り速度において運動精度を真円度で2 μm 以下に保とうとする場合には各軸のループゲインの不一致の程度を0.1%以下にする必要があることがわかった。

5.4.3 半径減少量

測定対象とした5台の機械について実測された半径減少量に及ぼす送り速度 F の影響を図5.20に示す。また、5台の機械のうち、特に大きな半径減少量を示した機械Mの運動誤差軌跡を図5.21に示す。図中の実線はそれぞれの機械について式(5.10)を用いて理論的に求めたものである。図5.20において理論値と実測値は非常によく一致しており、式(5.10)によって正確に半径減少量が予測できることがわかった。

図5.20中の機械Jでは T_p と T_s を変えて測定を行ったために、同一の送り速度でも半径減少量が異なっている。セミクローズドループ方式のNCに比べて、クローズドループ方

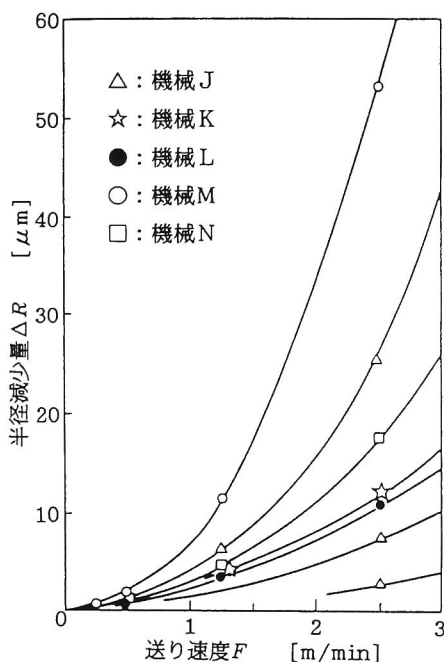


図5.20 種々の機械について測定された送り速度と半径減少量の関係

式のNCでは一般に T_p を小さくすることが難しいために半径減少量は大きくならざるを得ない。セミクロズドループ方式のNCにおいてはすべて $T_p = 30 \sim 33 \text{ ms}$ であったのに対し、 T_s は $20 \sim 60 \text{ ms}$ と機械によって非常に大きく異なっているので、半径減少量もさまざまな大きさになっている。

半径減少量は高速送りでは他の誤差に比べて大きく、ますます高速加工されるアルミニウム合金を加工する機械などではその影響は非常に大きい。

5.4.4 検出器のノイズによる周期的誤差

測定対象とした5台の機械のうち、高次山成分の振幅が大きかったのは機械J、K及びMである。

機械Jについて測定された運動誤差軌跡(図5.18)において送り速度が大きくなるほど高次山成分の振幅が大きくなっている。またそれらの周期についてはあまり明瞭ではない

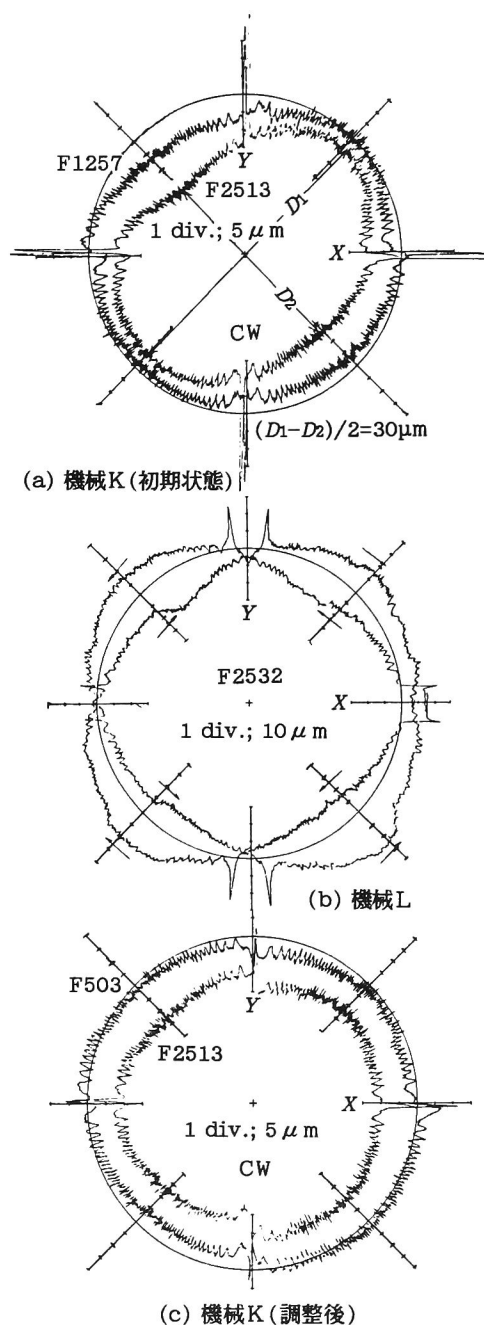


図5.19 運動誤差軌跡にみられる位置ループゲインの不一致

が、図5.18(c)の第2象限の拡大図を見ると、一定のピッチで生じているように見える。そこで図5.18の拡大図の部分の軌跡をY軸の移動距離に関してフーリエ解析したところ、図5.22(a)のような結果が得られた。同図から、高次山成分で顕著な振幅を持っているのは周期2mmのものであるが、そのほかに、1.7mm、1mmの周期のも

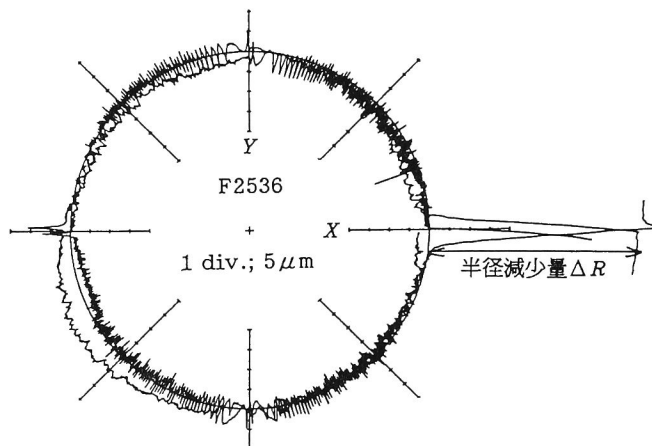


図5.21 機械Mの運動誤差軌跡

のも大きい。機械Jは、セミクローズドループ方式であり、ボールねじ1回転が10mmの送りに相当するので、2mmの周期はボールねじ1回転当たり5山、1mmは同じく10山、1.7mmは6山成分となる。これらの高次山成分はボールねじに直結されている角度検出器に特有な成分と一致しているので、角度検出器のノイズであると推定される。

図5.22(b)に機械Kの高次山成分をフーリエ解析した結果を示した。図5.22(a)と違い、2mmの周期の振幅のみが大きく現れている。機械Kはクローズドループ方式であり、位置検出スケール(ピッチ2mm)のノイズのみが送り速度に関係なく現れていた。

機械Mについては、図5.21にみられるように、Y軸の運動方向が負の時に大きな高次山成分が現れている。これは送り速度が507mm/minの時は現れていなかったが、1m/minを越えると現れた。この現象は、Y軸送り速度が一定の値を越えると現れるため、送り速度と誤差が比例関係にある図5.2の軌跡パターンとは異なる。Y軸のカウンタバランスに用いられている油圧シリンダのリリーフバルブの振動とその周期が一致し、かつ主軸頭(Y軸)が降下するときのみ発生しているから、4.2.2項で示したバルブの不良のために発生したものである(図4.22参照)。

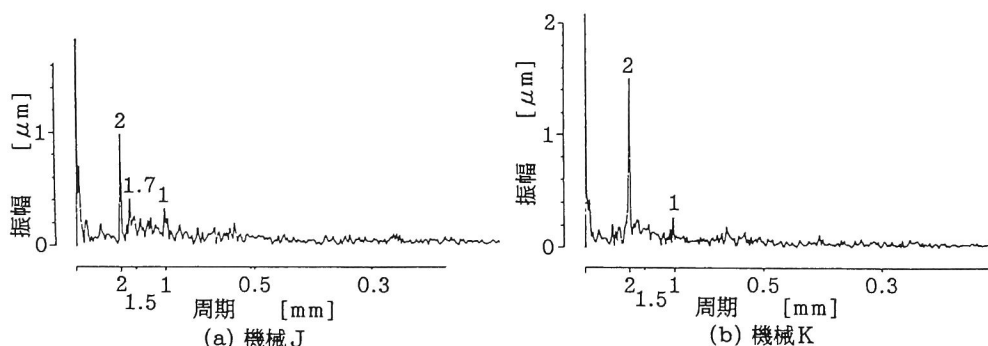


図5.22 運動誤差軌跡をフーリエ解析した結果

5.4.5 ロストモーションの生成機構

機械OにおけるDBB法による運動誤差軌跡のうちの、 X^- 位置のみを抜き出したものを図5.23に示す。また、 X 軸のエンコーダフィードバック値から換算した運動誤差軌跡を同様に図5.24に示す。図5.25はZX平面で、半径 $R=150\text{mm}$ の円弧補間送りのプログラムにおいて、 X 軸だけを動くようにして、 X^- 位置でのボールねじ反転付近の摺動体の実際の位置、エンコーダフィードバック値から換算した見かけの位置とモータの出力トルクの変化の様子を示したものである。

図5.23と図5.24を比較すると、段差はエンコーダフィードバックには見られず、DBB測定による運動誤差軌跡にのみ見られることがわかる。また図5.25ではボールねじが回転しているのに摺動体が静止している部分(A部)があることがわかる。以上の2点より、ロストモーションはボールねじとナット、およびこれらを支持している部分の弾性変形が主な原因と思われる。

さらに送り速度との関係を詳しく調べるために、機械Pにおける、セミクローズドループ方式での各送り方式、各速度での Y^+ 位置での反転直前の出力トルクの平均値と、DBB測定の軌跡から求めたロストモーション量を求めた。F500での例として Y^+ 位置での反転時の、角度に対するフィードバック位置と出力トルクを図5.26に示し、そのときのDB

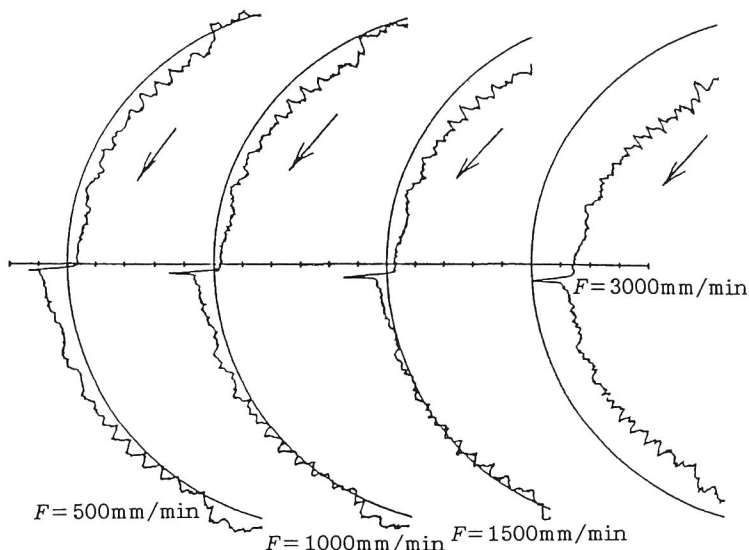


図5.23 X^- 位置でのDBB測定による運動誤差軌跡
(半径150mm、1 div.; $5\mu\text{m}$)

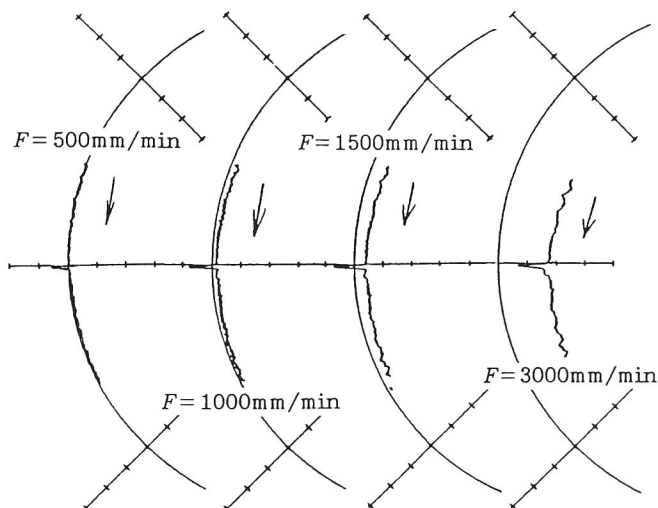


図5.24 X^- 位置でのエンコーダフィードバック値による運動誤差軌跡(半径150mm、1 div.; $5\mu\text{m}$)

B測定による誤差軌跡を図5.27に示す。

また、Y 軸の負方向に30 mm, F1000で直線補間させ、その後停止させた状態までの時間に対するトルク変動を図5.28に示す。これから補間後運動方向反転前の停止中の出力トルクの平均値を求めた。

送り速度と出力トルクの関係を図5.29に示す。これよりサーボモータの出力トルクが送りの種類、送り速度によって変化することがわかる。サーボモータの出力トルクの大部分は、案内面での摺動抵抗に占められると思われるので、この出力トルクの送り速度による変化は、送り速度により摺動抵抗が変化するため生じるものと考えられる。

摺動抵抗の変化の原因は、送り速度によって潤滑油の油膜形成状態が異なり、そのため油膜厚さが異なるためであると考えられる。すなわち、高速送りでは油膜が厚く、主に潤滑油の粘性抵抗により摺動抵抗が発生するのに対し、低速送りでは油膜が薄く、主に案内面と摺動面との摩擦により摺動抵抗が発生する。また、直線補間に比べて円弧補間での出力トルクが大きいのもこのためである。すなわち、図5.29に示した送り速度は円弧補間の場合の周速のことであり、反転前後のY 軸方向の実速度は非常に低速である。

送り速度とロストモーション量の関係を図5.30に示す。ロストモーション量も同様に送り速度に対して変化している。そこで各送り速度の出力トルクとロストモーション量の関係を求めると図5.31に示す結果が得られた。ただし、図5.31では、出力トルクは送り方向と同符号であり、ロストモーション量は反転後の実際の位置が指令位置に対して+(-)側にあるとき正(負)としている。これより反転直前(直線補間では停止中、円弧補間

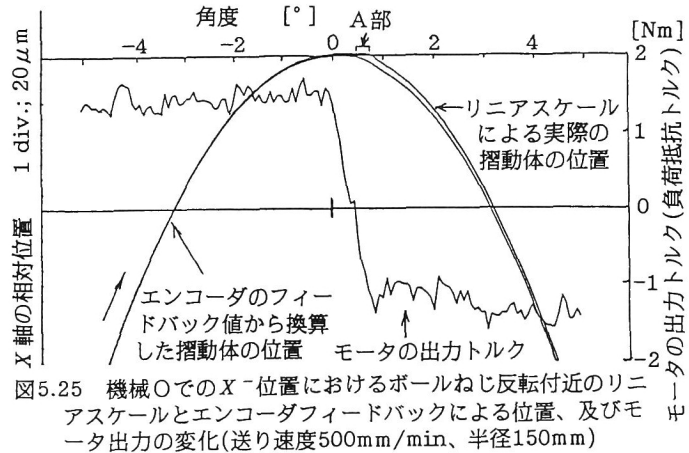


図5.25 機械OでのX-位置におけるボールねじ反転付近のリニアスケールとエンコーダフィードバックによる位置、及びモータ出力の変化(送り速度500mm/min、半径150mm)

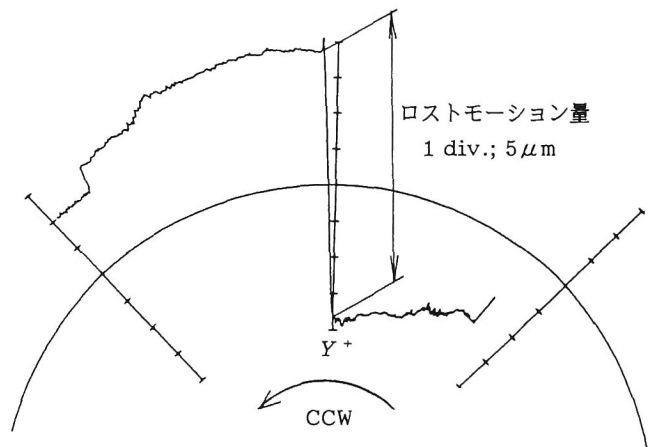


図5.27 機械PでのY+位置における運動誤差軌跡(F503)

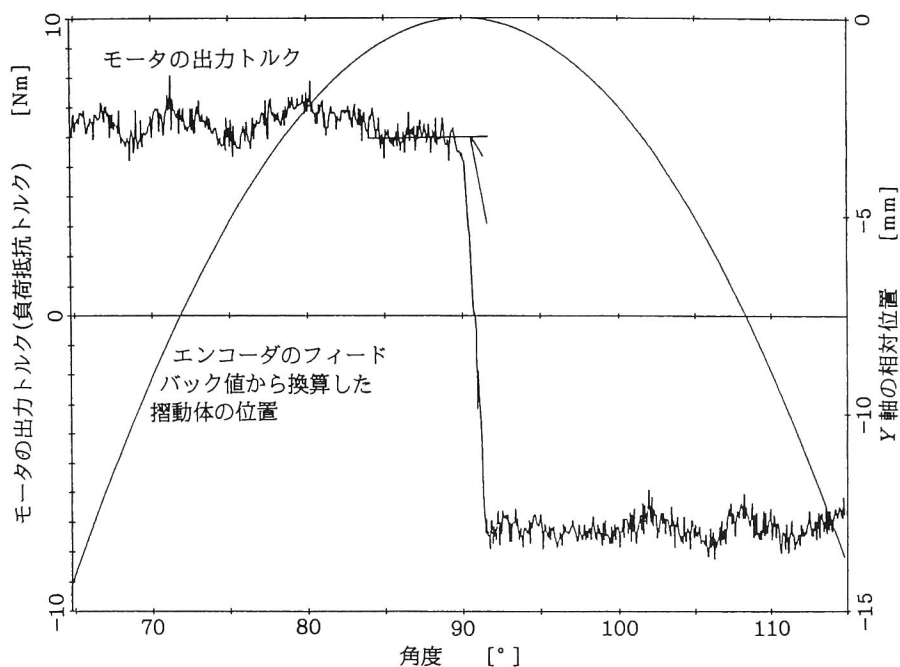


図5.26 機械PでのY+位置におけるボールねじ反転付近のエンコーダフィードバックによる位置とモータ出力の変化

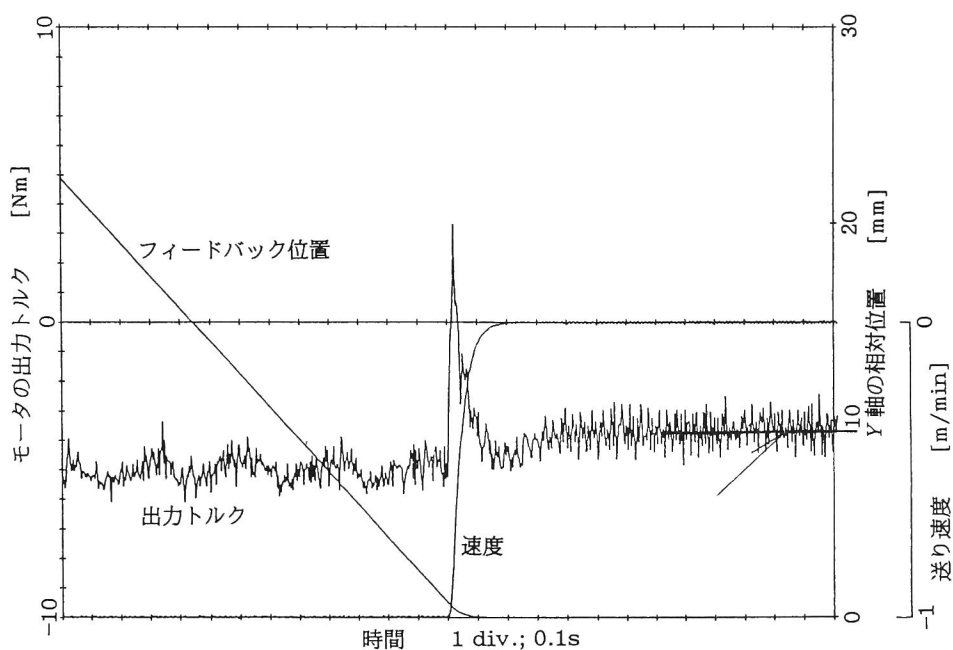


図5.28 直線補間時のフィードバック位置と出力トルクの変化

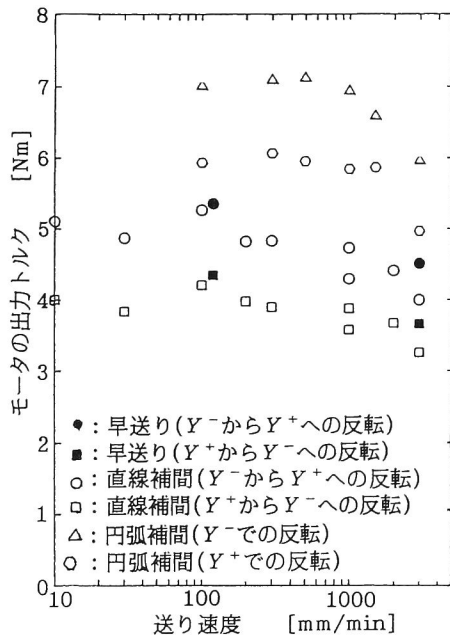


図5.29 各送り速度におけるモータの出力トルク

では運動中)の出力トルクとロストモーション量の間に直線的な関係があることがわかる。その直線を最小2乗法により求めると、傾きは $6.2 \times 10^{-3} \text{N}^{-1}$ であった。また、このときの相関係数は0.998であった。

前述のように、出力トルクの大部分が摺動抵抗で占められ、両者が線形な関係にあるならば、このことは、軸方向に働く力である摺動抵抗とロストモーション量が比例関係にあることになり、ロストモーションの原因は摺動抵抗による送り駆動系の弾性変形であると考えられる。その結果、ロストモーション量は送り速度の増大にともなって減少する。

現在のバックラッシュ補正は送り速度のいかんにかかわらず一定値を与えているので、象限切替時に段差が生じる。補正法の改善が必要である。

X軸についても同様の実験を行い、反転直前の出力トルクとロストモーション量の関係を求めた。その結果を図5.32に示す。図5.31に示したY軸の結果に比べて、直線の傾きが小さく($1.7 \times 10^{-3} \text{N}^{-1}$)、直線のまわりのばらつきが大きい(相関係数0.966)。すな

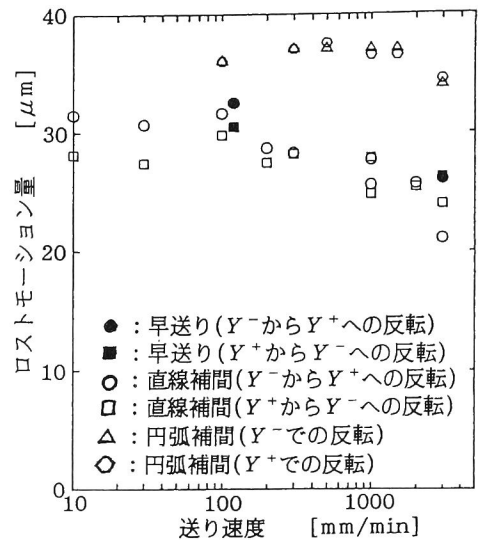


図5.30 各送り速度におけるロストモーション量(Y軸)

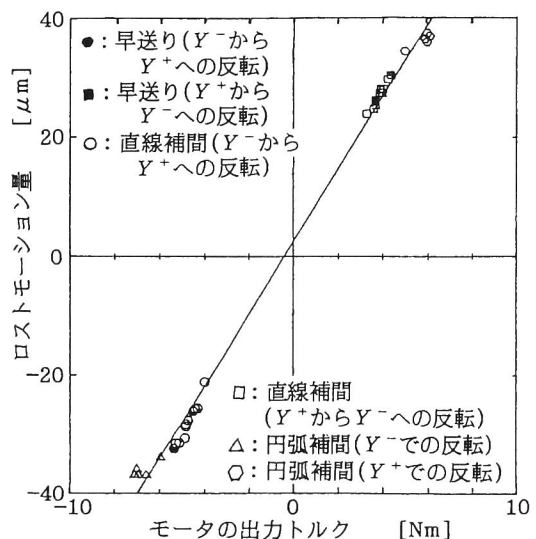


図5.31 モータの出力トルクとロストモーション量との関係(Y軸)

わち、反転直前の出力トルクが同じであっても、ロストモーション量が送り速度によって異なり、低速になるほど大きく、高速になるほど小さい。この直線の傾きの違いと、ばらつきの原因を検討するため、続いて以下の実験を行った。

図5.31、図5.32を見る限り、加減速パターンやスムージング時定数が異なる切削送り(直線補間、円弧補間)と早送りでは、出力トルクとロストモーション量の関係においては大きな差は見られなかった。しかし、切削送りでは速度範囲が広いにも関わらず、スムージング時定数は一定であるので、加速度(減速度)が送り速度により異なる。そこで、加減速度の影響を調べるため、送り速度によってスムージング時定数 T_s を変えて、見かけ上の減速度が一定で停止するようにして同様の測定を行った。すなわちF1000の25msを基準にしてF400のときは10ms、F2000のときは50msとした。ただし、切削送りの加減速パターンは1次遅れであり、すなわち指数関数的加減速であるので、厳密には減速度一定とはいえない。

T_s を速度によって変えた場合の X 軸、 Y 軸についての出力トルクとロストモーション量の間をそれぞれ図5.33、図5.34に示す。 T_s 一定の図5.31、図5.

32と比較すると、 Y 軸には最小2乗法で求めた直線に変化はないが(傾き： $6.2 \times 10^{-3} \text{ N}^{-1}$)、 X 軸については送り速度の違いによるばらつきが小さくなり、その結果最小2乗法で求めた直線の傾きも変化した($1.2 \times 10^{-3} \text{ N}^{-1}$)。すなわち、ロストモーションは加減速すなわち慣性力の影響を受け、それを一定に保てば送り速度によるばらつきは減少さ

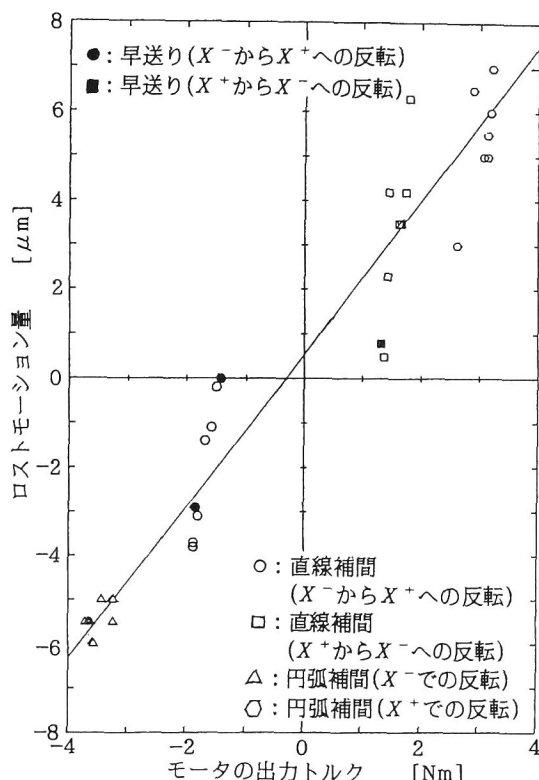


図5.32 モータの出力トルクとロストモーション量との関係(X 軸)

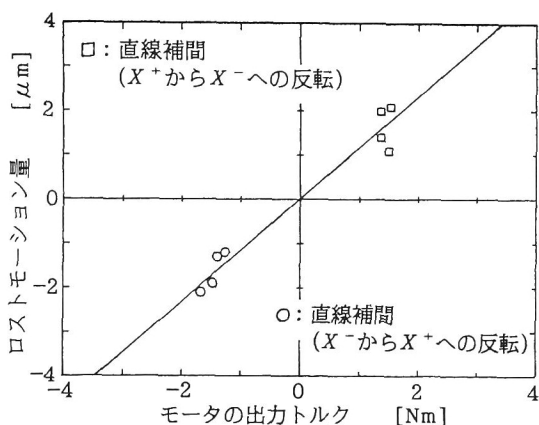


図5.33 モータの出力トルクとロストモーション量との関係(X 軸) - T_s を変化させた場合

せられることがわかる。

したがって、ロストモーションの原因は摺動抵抗による送り駆動系の弾性変形であり、出力トルクと摺動抵抗が等価であれば出力トルクとロストモーション量の関係を示す直線の傾きは、送り駆動系の静剛性によって決まるものと思われる。その結果、機械Pの場合はY軸よりもX軸の方が剛性が高いことがわかる。また、この直線からのばらつきの原因は、高速送りでは減速時の慣性力が大きく、摺動抵抗による弾性変形が一部回復されるためであると思われる。

また、別の現象として、出力トルクが違ってもロストモーション量が同じになるというばらつきが生じることもあるという報告もされている⁴⁴⁾。これは、送り駆動系の静剛性が一定しないために生じる。

5.4.6 スティックモーションの生成機構

機械Pにおいて、F500でXY平面で円弧補間送りさせたときの、Y⁺位置での反転時の角度に対するフィードバック位置とモータの電流から換算した出力トルク、正弦曲線で与えられる理論値を図5.35に示す。

図5.35(a)よりボールねじ反転後約1.5°の間だけ、エンコーダフィードバック位置が指令位置に対して最大2μm遅れていることがわかる。また、遅れは増加しているときは出力トルクが反転中であり、反転が完了すればフィードバック位置の遅れは急速に減少している。

図5.35(b)においても反転後、出力トルクの反転が完了し、一定になるまでスケールフィードバック位置は最大8μm遅れが生じている。反転直後のフィードバック位置は、出力トルクの符号が変わるまで停止しているので、この遅れは、摺動体の停止と移動後の回復によって生じることがわかる。また、クローズドループ方式では摺動体の停止が検出できるので、図5.35(a)のセミクローズドループ方式の場合と比較すると、出力トルクの反転が完了するまでに要する時間が短くなっている。逆にセミクローズドループ方式の場合は摺動体の停止を検出できないのでトルク反転のあいだ、摺動体は停止し、移動後もそれによる遅れは回復されないため、ロストモーションが現れることが容易に類推できる。

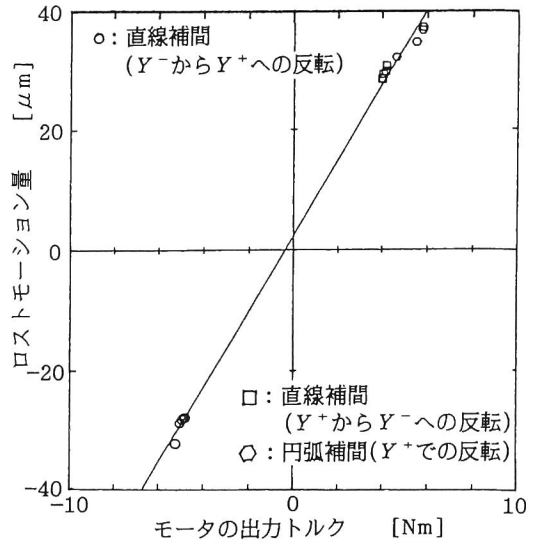
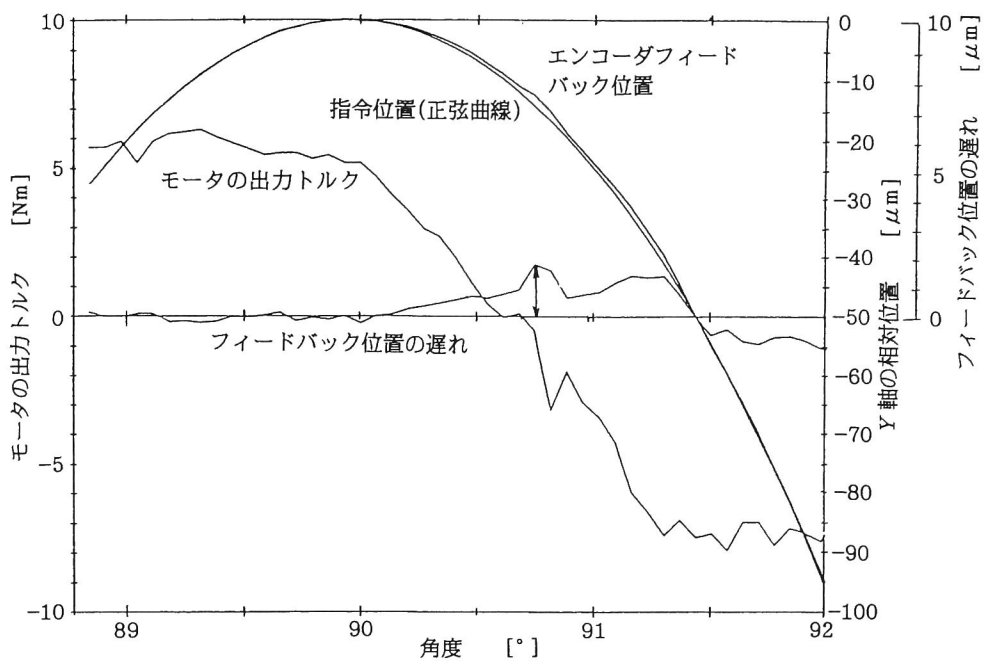
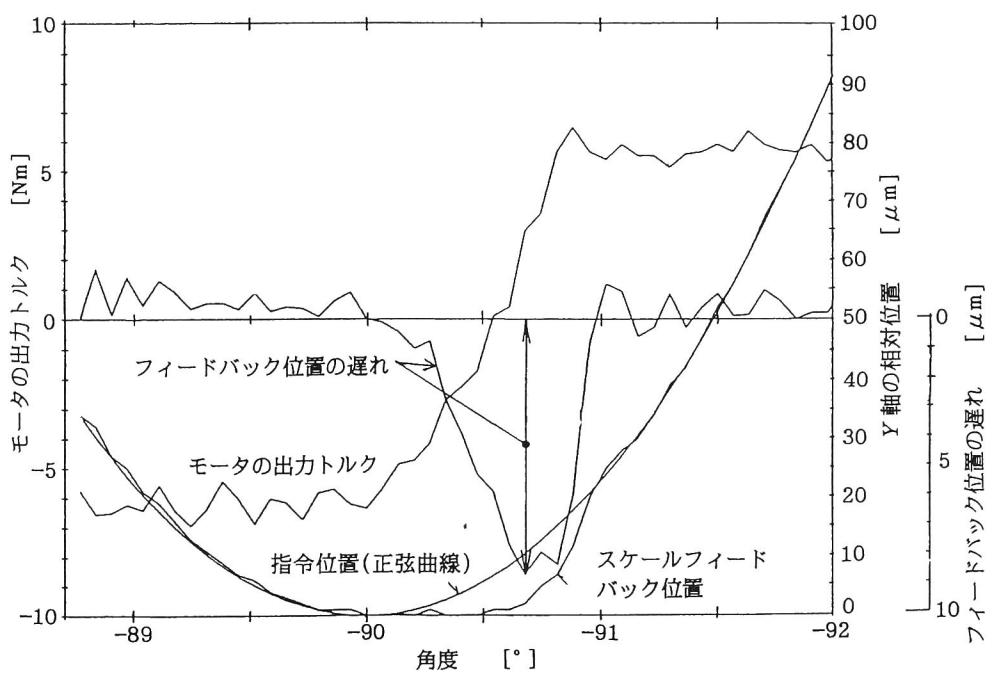


図5.34 モータの出力トルクとロストモーション量との関係(Y軸) - T_s を変化させた場合



(a) セミクロズドループ制御方式の場合



(b) クローズドループ制御方式の場合

図5.35 運動方向反転後のフィードバック位置の遅れ

図5.35と同様に、機械Pにおいて各送り速度についてフィードバック位置の遅れの最大値と、同時に測定したDBB測定による誤差軌跡から読み取ったスティックモーションの大きさを比較したものを図5.36に示す。送り速度が大きくなるに従って、モータの負荷が小さくなるのにスティックモーションが大きくなるのは、ステップ状の負荷の変化を減衰するのにほぼ同じ時間を要することと、運動方向の変わらないもう一方の軸の送り速度が大きくなることとの兼ねあいによるといえる。また、低速送りではスティックモーション量は、フィードバック位置の遅れとほぼ一致しているが、高速送りになるにつれてフィードバック位置の遅れに比べて大きくなっている。これは、速度を一定に制御するため、Y軸の遅れだけX軸の速度が増加して、X軸方向の誤差を生じ、この誤差が高速送りほど大

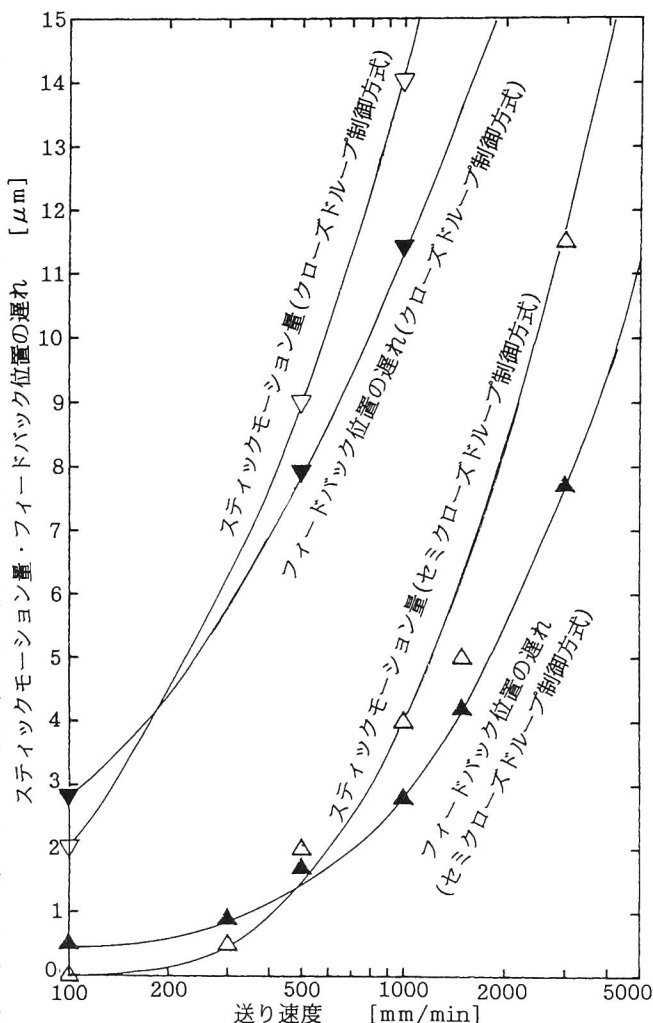


図5.36 各送り速度におけるスティックモーション量と運動方向反転後のフィードバック位置の遅れ

きくなることが原因であると思われる。この現象は、X、Y 両軸の誤差が現れるDBB測定による誤差軌跡上のスティックモーション量には影響するが、Y軸のみのフィードバック位置の遅れには現れない。また、クロースドループ方式とセミクロースドループ方式の差は、上述のような摺動体の停止の影響の有無によって生じる。

以上より、スティックモーションは運動方向反転時のサーボモータの負荷のステップ状の変化に対して、出力トルクの応答が遅れることによる回転角の遅れが主な原因であることがわかる。特に、クロースドループ方式の場合は、送り駆動系の弾性変形の向きが変わることによる位置の誤差も制御によって回復されるので、これに対する応答遅れもスティックモーションに含まれる。そのため、スティックモーション量はセミクロースドループ

方式に比べて、一般に大きくなる。

以上の結果からロストモーションとスティックモーションのモデルを立て、円弧補間の象限切換時に起こる現象をモデル化すると次のようになる。

運動方向反転後、送り駆動系の弾性変形の向きが逆になるまで（すなわちモータトルクの向きが反転するまで）摺動体は移動しないが、クローズドループ方式の場合は、制御ループ内に摺動体の位置が含まれているから、図5.37(a)に示すように、移動後はただちに指令位置に追いつく。したがって、象限切換時に起こるのはスティックモーションのみである。

セミクローズドループ方式の場合は、同図(b)に示すように、運動方向反転後サーボモータの回転角に遅れが生じるが、これは制御ループ内に含まれているからやがて指令角度に追いつく。しかし、

送り駆動系の弾性変形により摺動体はモータのトルクが一定の値に達するまで停止したままで、この間の移動量に相当する距離がロストモーションとなり摺動体の移動開始後も残る。また、摺動体の移動開始後もなおモータの回転に遅れがあれば、図に示すようにロストモーションとスティックモーションが同時に生じる。

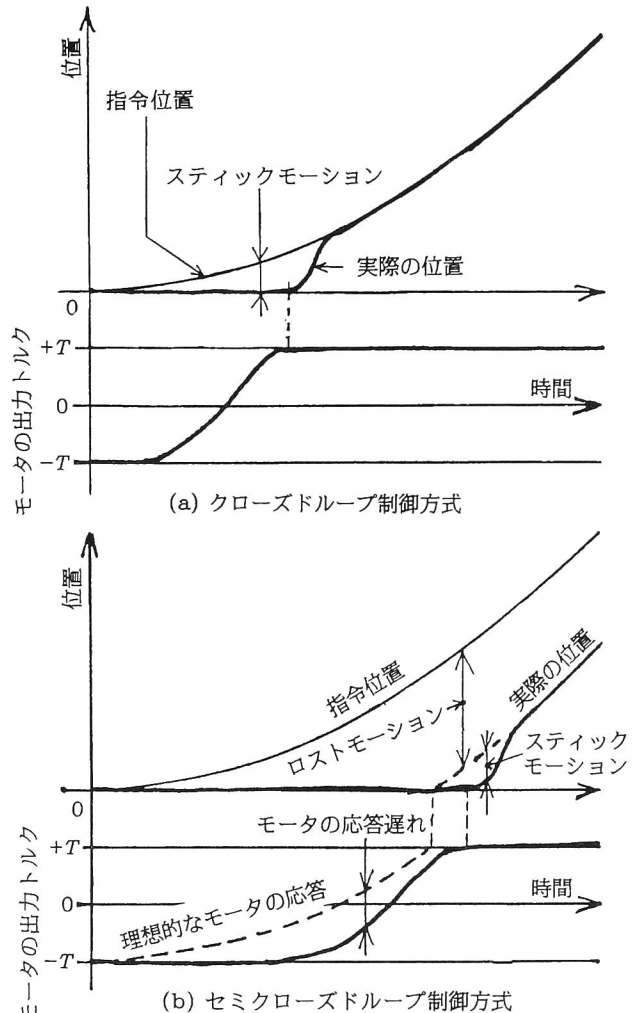


図5.37 スティックモーションとロストモーションの生成機構

5.4.7 周期的誤差の生成機構

図5.28に示したように、機械Pの直線補間送り中のサーボモータの出力トルクには、周期的な変動が見られた。その周期はボールねじピッチ(10mm)の1/2の5mmであった。

そこで、 X^+ 、 X^- 方向に直線補間送り中の平均速度を求め、その速度で期待される時々刻々の位置とそのときのフィードバック位置との差の変動を、出力トルクの変動とともに

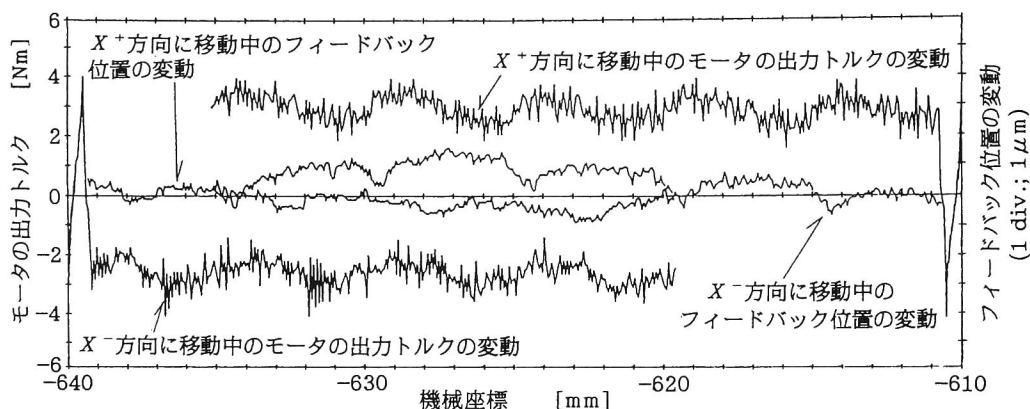


図5.38 直線補間中のモータの出力トルクとフィードバック位置の変動

機械座標に対してプロットしたものを図5.38に示す。位置の変動とトルク変動は半周期位相がずれているが、同じ周期で変動している。 X 軸方向の測定位置を変えても、機械座標各点での位置の変動とトルク変動の位相は変わらなかったで、これらの変動は X 軸方向の摺動体の位置すなわちボールねじの回転角に依存するものと考えられる。

また図5.26のように円弧補間中でもトルクが変動しているので、同様に横軸を機械座標にとって、正弦曲線(指令位置)とフィードバック位置との差を拡大し、出力トルクとともに表したものを図5.39に示す。円弧補間中も出力トルクは5mm周期で変動しているが、フィードバック位置の変動は直線補間に比べて小さい。

さらに、クローズドループ制御方式においてもトルク変動は同様に現れるが、フィードバック位置は全く変動しなかった。

セミクローズドループ方式での直線補間についての結果から、フィードバック位置の変動は、出力トルクスなわち軸方向の加速度の変動を2回積分したものと考えられる。ただし、出力トルクの変動の原因は後述する。

機械Pにおいて、速度ループゲイン K_v を半分に減少させ、サーボ剛性を弱めて、フィードバック位置の変動の変化を調べた。その結果、機械座標に対するフィードバック位置の変動とトルク変動は、直線補間については図5.40、円弧補間については図5.41の

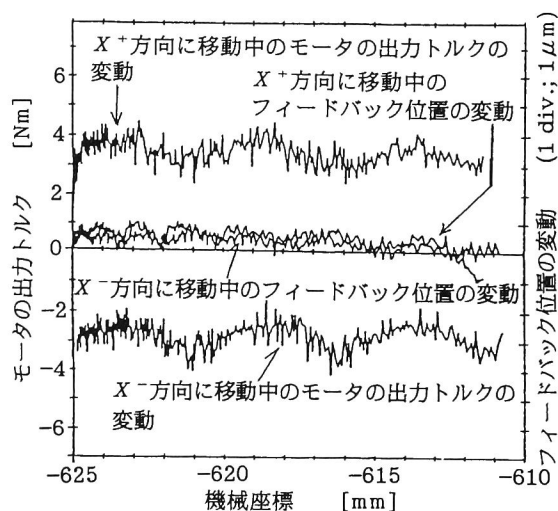


図5.39 円弧補間中のモータの出力トルクとフィードバック位置の変動

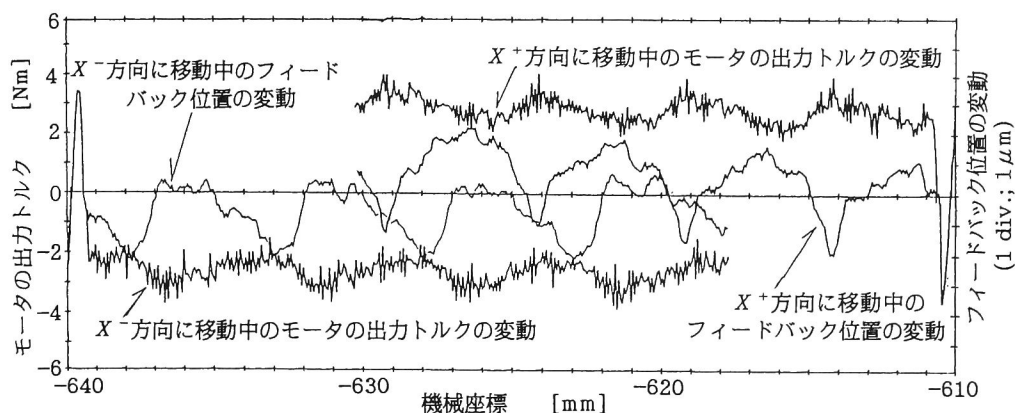


図5.40 直線補間中のモータの出力トルクとフィードバック位置の変動(速度ループゲインを下げた場合)

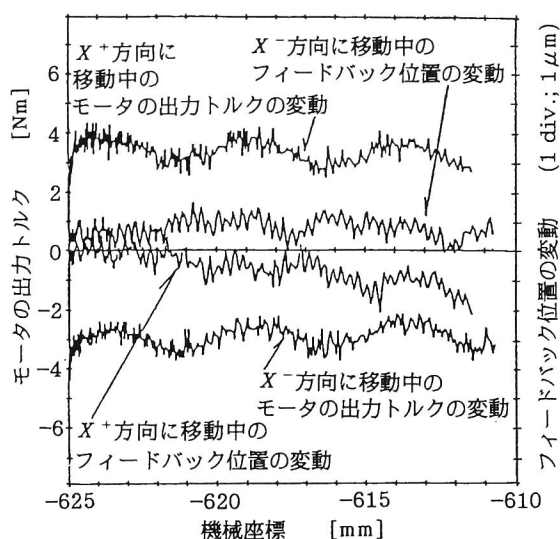


図5.41 円弧補間中のモータの出力トルクとフィードバック位置の変動(速度ループゲインを下げた場合)

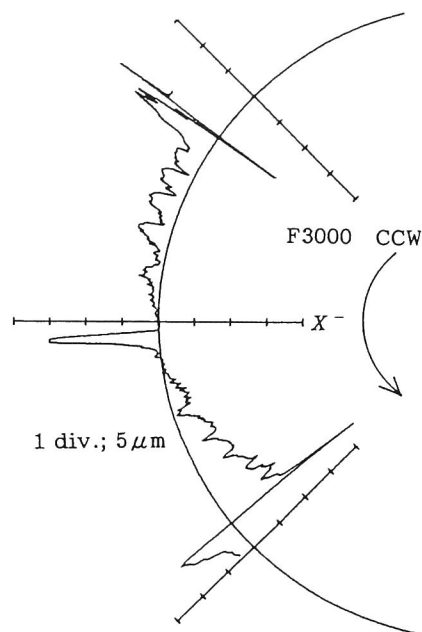


図5.42 速度ループゲインを下げたときのDBB測定による運動誤差軌跡

ようになった。すなわち、直

線補間についてはフィードバック位置の変動の振幅が約2.5倍に増加し、円弧補間においても約1.5倍に増加した。直線補間に比べて、円弧補間においてフィードバック位置の変動が小さいのは、トルク変動の振幅が同じであるのに対し、出力トルクの平均値が円弧補間の方が大きいため、平均値に対する変動の割合が小さいことが原因であると思われる。

また、このとき測定したDBB測定による誤差軌跡の一部を図5.42に示す。 X 軸方向に5mm周期、振幅 $3\mu\text{m}$ の周期的誤差が現れた。ゆえに、この5mm周期の周期的誤差は、トルク変動によるサーボモータの回転速度の変動が原因であり、サーボ剛性の影響を受け、制御系に起因するものであることがわかった。これは、サーボ剛性が十分高ければ微小と

なるものである。

出力トルクの変動の原因としては、ボールねじのねじ面の中心軸と、外周面の中心軸が心ずれを起こしていることが考えられる。すなわち、摺動体に取り付けられているナットは、ボールを介してねじ面と接触しているため、この心ずれがあると、モータの回転とともに中心軸のずれ方向に力を受ける。ナットホルダの形状からみて上下方向の剛性は強いが横方向の剛性は弱い。ゆえに、図5.43中の破線に示すように、心ずれの横方向の成分だけナットホルダが変形し、上下方向の成分だけボールねじが変形するので回転に対する抵抗がボールねじ1回転につき2回、変動するものと考えられる。

次に、XY 平面でX +位置からCCW方向に円弧補間を行い、NCの内部データのうち、X, Y 軸のフィードバック位置を測定し、円弧中心からの距離に換算して指令半径との差を拡大して極座標

表示したものと、同時に測定したDBB誤差軌跡とを重ねて図5.44に示す。ただし、フィードバック位置は測定点数が限られているので、DBB法と同じサンプリング間隔では、全周にわたっ

て測定できていない。また、DBB誤差軌跡の変動が見やすいようにX軸に $1\mu\text{m}$ 、Y軸に $22\mu\text{m}$ のバックラッシュ補正を働かせた状態で測定したので、フィードバック位置には象限切替時に内向きの段差が生じている。図5.44からフィードバック位置の変動は $0.5\mu\text{m}$ 以下で周期性はないが、DBB誤差軌跡には、特に 45° 付近に振幅 $1.5\mu\text{m}$ の周期的誤差が現れていることがわかる。4.2.3項(3)よりこの原

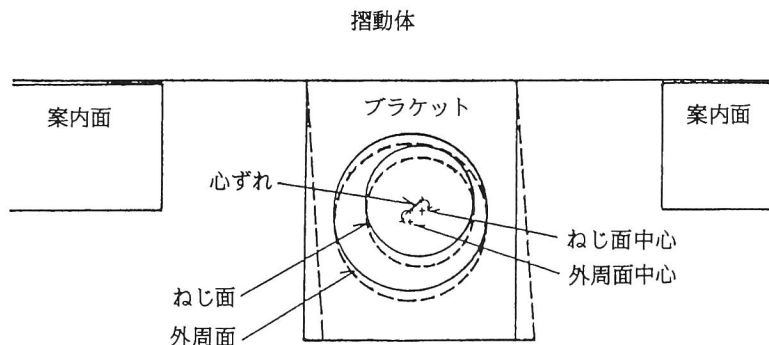


図5.43 ボールねじの振れ回り

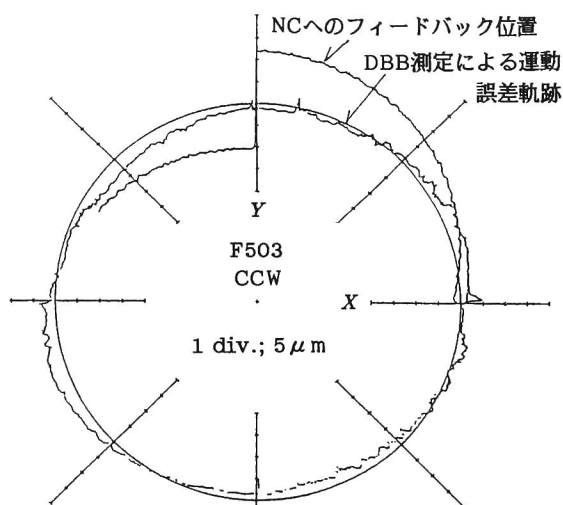


図5.44 運動誤差軌跡とフィードバック位置

因はX 軸、Y 軸ともにボールねじピッチ(10mm)と等しい周期で振幅 $1\mu\text{m}$ の周期的誤差が生じているためと推定される。

この周期的誤差は摺動体の動きには現れるが、エンコーダの動きには現れないことから、サーボモータから摺動体までの送り駆動系に原因があることがわかる。そこで、トルク変動の原因であると思われる、前述のボールねじのアライメント不良と関連づけて検討すると、中心軸のずれ方向の力がナットおよびナットホルダを介して摺動体に働き、案内面に加わる面圧がボールねじ1回転につき1回変化し、それにより、摺動抵抗が変化し、送り駆動系の弾性変形量がボールねじピッチと同じ周期で変化するためであると思われる。すなわち、この機械系に起因する周期的誤差もロストモーションと同じく摺動抵抗による送り駆動系の弾性変形が原因であると思われる。

5.5 結 論

NC工作機械の送り運動誤差のうちサーボ系が原因となる誤差について考察し、DBB測定を行った場合にどのような軌跡パターンとなって現れるかについて解析し、実際に測定を行った結果と比較した。また、NC工作機械で高速・高精度加工を行う際、特に円弧補間送りの象限切替時に問題となるスティックモーション、ロストモーションや周期的誤差に関して、これらの原因をDBB法によって測定した摺動体の動きとNCの各種の内部データのフィードバック値とを比較し、またフィードバック電機子電流との関連を調べることでこれら誤差の生成機構を解明した。その主な内容は次の通りである。

- (i) 位置・速度検出器のサーボノイズが原因となる高次山成分は各軸の移動距離に関して周期性がある。またその大部分は送り速度が大きくなるとともに増大した。
- (ii) 位置ループゲインが各軸間で一致しない場合、機械は 45° 方向に楕円状の軌跡を描く。またこの誤差は送り速度に比例して増大する。
- (iii) 高速送りの円弧補間送りでは指令された半径より小さい円を描く。
- (iv) ロストモーションの原因は、摺動抵抗による負荷抵抗が逆向きになるときに生じる送り駆動系の構成要素であるボールねじ、ブラケット、ボールナット、およびそのサポート部の弾性変形が、運動方向反転時に向きを変えるまで摺動体が駆動されず、その情報がセミクローズドループ制御方式の場合には制御系にフィードバックされないことである。ロストモーション量は運動方向反転直前(円弧補間では運動中、直線補間では停止中)のサーボモータの出力トルクと直線的な関係がある。この直線の傾きは送り駆動系の静剛性を表すものと考えられる。また、送り速度によって油膜の状態が変化し、負荷抵抗が変化するために、ロストモーション量が送り速

度によって変化すると思われる。ロストモーション量は停止時の減速度、すなわち慣性力によって変化する。これは停止時の減速度が大きな直線補間において顕著である。このため、出力トルクとロストモーション量の関係にはばらつきが生じる。

(v) スティックモーション現象は運動方向反転時にボールねじが反転する際、負荷抵抗がステップ状に変化するときの位置制御系の応答遅れが原因である。特に、クローズドループ制御方式NC機の場合には、摺動体の位置など送り駆動系が位置制御ループ内に含まれ、それに加えて摺動抵抗による送り駆動系の弾性変形も応答遅れの一因となるため、スティックモーション量がセミクローズドループ制御方式NC機に比べて大きいと考えられる。

(vi) 周期的誤差には制御系に起因するものと機械系に起因するものと2種類あることがわかった。制御系に起因する周期的誤差は、トルク変動によるサーボモータの回転速度の変動が原因であり、サーボ剛性の影響を受ける。サーボ剛性を高めればこの誤差を小さくすることができる。機械系に起因する周期的誤差は、送り駆動系の弾性変形量がボールねじの回転と同じ周期で変動するために生じる。この誤差を小さくするには、ボールねじのアライメントを改善する必要がある。

第6章 DBB法による運動誤差原因の 診断法

6.1 緒 論

NC工作機械の運動精度をDBB法によって高精度・高能率に測定できることを第2章で示したが、本章においてはこのDBB法をさらに発展させて、運動誤差を生ぜしめている原因を診断する方法について研究した。

第2章でも示したが、DBB法によく似た測定方法にKnappらが行ったマスタリングと変位検出型プローブを用いる方法がある^{15)、16)}。Knappはこの測定方法を用いて、工作機械に円弧補間をさせた軌跡と、機械の誤差との関連とについて研究を行ったが、機械の誤差(原因)として挙げているのは主に案内の幾何形状の誤差で、多数ある誤差原因の一部でしかないので不十分であり、工作機械のどの部分が精度低下を招いているかの解析法がないので、原因診断には使えない。また、他にDBBを用いた円弧補間送りの精度の測定例も2、3報告されているが^{45)、46)}、機械の誤差との関連について詳細にまで論じているものはない。このように、円弧補間送りの運動精度の測定を行うことは有意義であるにもかかわらず、測定結果を機械の運動精度の評価と機械の誤差との関係に展開する研究がなされていないため、実用化にいたっていない。

本研究ではまず第4章、第5章で述べた運動誤差原因を位置のみに依存するか、送り方向・送り速度にも依存するかによって再び分類する。次に、逆に実際にDBB測定によって得られた運動誤差軌跡を軌跡パターンと比較することにより誤差原因の診断を行う手法を確立せんとしている。さらにこの診断法を用いて多数のMCの運動誤差の原因診断を試みた。

本章の概要は次のとおりである。

6.2節では、診断法の基礎理論、誤差原因の分類、診断手順を述べる。すなわち第4章および第5章で導かれた機械の運動誤差軌跡とDBB測定との対応を逆にたどり、DBB測定によって得られる運動誤差軌跡から機械の運動誤差原因を診断する方法について検討する。6.3節では実際に各種のNC工作機械(約100台)を対象としてDBB測定による運動誤差原因の診断を試みる。即ちそれらの工作機械についてDBB測定を行って得られた運動誤差軌跡と、それから読み取った精度評価値を示すとともに、それらの機械に存在した有力な運動誤差原因を特定する方法について述べる。

6.2 円弧補間試験法とそれを用いた誤差原因診断の原理(診断の考え方)

6.2.1 診断を考慮した機械の誤差原因の分類

2.1節で述べたようにNC工作機械の運動誤差とその発生原因をある程度細かく列挙すると表6.1のようになる。

表6.1において、(I-1')のロストモーション、(I-2)サーボ系の誤差の原因の全部と(IV)回転誤差IIの一部は送り速度(方向も含む)が変わると、誤差の大きさは変化する。それ以外の原因による誤差は送り速度に依存せず、位置のみに依存する。

DBB診断法は、全体の中で顕著な大きさを占める誤差原因を漏らさず検出するのに適しているが、逆にDBB法単独で誤差原因を細部まで特定するには限界がある。したがって本研究で使用している誤差原因という術語は厳密に言えば、誤差ベクトルが同じ形で表される個々のより小さな誤差原因をひとまとめにしたマクロな意味で使用していることが多い。

たとえばセミクローズドループ方式のNC工作機械では、4.2.3項(3)で述べたようにボールねじのピッチで生じる周期的誤差がしばしば現れる。この原因として、

- ① ボールねじの振れ回り
- ② スラスト軸受の倒れ

表6.1 NC工作機械の運動誤差の発生原因

(I) 位置決め誤差
(I-1) スケール系の誤差(クローズドループ方式NC)
……リニアスケールの一様な伸縮、周期的誤差、局部的誤差
(I-1') ボールねじ駆動系の誤差(セミクローズドループ方式NC)
……ボールねじの一様な伸縮、ピッチエラー、振れ回り、取付けミス、ロストモーション、バックラッシュ、スラスト軸受の倒れ、カップリング・変速歯車・タイミングベルトなどの誤差
(I-2) サーボ系の誤差……スティックモーション、スティックスリップ、ピッチエラー補正の不適正、バックラッシュ補正の不適正、応答遅れによる半径減少、ループゲインの不一致、検出器ノイズ
(II) 真直度誤差・直角度誤差(案内の形状誤差)……案内面形状の真直度誤差、直角度誤差
(III) 回転誤差I(案内の形状誤差)……案内面形状の真直度誤差、平行度誤差
(IV) 回転誤差II(摺動体に作用する回転モーメントによる誤差)
……非対称案内とボールねじ、カウンタバランス、重量物の移動、摺動体の浮き上がりなど
(V) 構造体の熱変形による誤差
(VI) 構造体の振動による誤差 油圧シリンダのバルブ振動、チェーン振動

- ③ アライメントの不良(ボールねじとサーボモータ軸)
- ④ ボールねじとサーボモータ間のカップリングの不良
- ⑤ サーボモータのロータの不良

などを挙げることができる。

①は局所的に周期的誤差の振幅が変わり、後述する軌跡パターンが②～⑤と異なるので、これらとの識別が可能である。しかし②以下は軌跡パターンからは識別できない。したがってDBB診断法では②～⑤までをまとめて一つの誤差原因として扱わざるを得ない。

また実在するNC工作機械には様々な構造をしたものがあり、それらに現れる送り運動誤差の原因としては非常に多数のものを挙げることができる。しかしそのほとんどは考えられるだけで、実際には大きな運動誤差を生ぜしめていない。したがって、診断の効率を上げるという実用的な観点からは、すべての誤差原因をリストアップする必要はなく、しばしば出現する重要なもの、すなわち運動精度を大きく低下させている原因を考慮すれば十分である。そこで、ここでは今までにDBB測定を行った約100台のNC工作機械(主としてMC)についてしばしば出現した顕著な誤差原因を重点的に選んだ。

本節においては機械の誤差原因とDBB測定の軌跡パターンの関係、すなわち一つの誤差原因のみが存在したとき、それがDBB測定の際のどのような軌跡パターンになって現れるのかについて検討する。DBB法においては同一測定位置で送り速度(方向を含む)を変えて測定するのは非常に容易であるので、診断のためには、まず誤差の大きさが送り速度(方向を含む)に依存する誤差原因のグループと、位置のみに依存する誤差原因のグループに分類すると便利である。また表6.1中の、(II)真直度誤差・直角度誤差と、(III)回転誤差Ⅰはいずれも案内の誤差であるので、同一グループに分類する(後述の表6.2参照)。

以上のような考察に基づいて作成したDBB診断用の運動誤差原因とその分類を表6.2に示す。すなわち、NC工作機械の送り運動誤差は(Ⅰ)位置のみに依存する誤差(及び原因)と、(Ⅱ)送り速度と方向に依存する誤差(及び原因)に大別する。(Ⅰ)はさらに、(Ⅰ-1)位置決め機構の誤差、(Ⅰ-2)案内の形状誤差に分類した。この分類は後述の誤差原因の診断の際に、測定された軌跡よりそのパターンを読み取ることを考慮したからである。

また別の分け方をすることもできる。すなわち摺動体が一つの軸に沿って運動する場合、摺動体とその軸に平行または直交方向に生じる誤差(並進誤差)と、摺動体の姿勢変化により生じる誤差(回転誤差)に分けられる。前述の(Ⅰ)と(Ⅱ)のグループはそれぞれ並進誤差と回転誤差の両方を含んでいる。

(Ⅰ) 位置のみに依存する誤差

NC工作機械の送り運動誤差の原因には、設計段階においてすでに問題があるときもあ

るが、駆動部、位置検出部、摺動体、案内面などの原因や、サーボ系の調整不良がある。そのうち、位置のみに依存する誤差とは、送り方向や送り速度に関係なく機械の表示された位置または指令値のみによって決まる誤差である。つまり、主軸頭(ヘッド)、テーブル、サドル、コラムなどの摺動体の位置によってのみ誤差ベクトルが決まる誤差で、それらは(Ⅰ-1)位置決め機構の誤差と(Ⅰ-2)案内の形状誤差に分類でき、次のようなものが挙げられる。

(Ⅰ-1) 位置決め機構の誤差

位置決め機構の誤差としては、1次や2次のリニアスケール(またはボールねじ)の様な伸縮、ボールねじのピッチエラー、振れ回り、取り付けミス等による周期的誤差、リニアスケールの内挿の誤差やリップル、バックラッシュ、NCによるバックラッシュ補正やピッチエラー補正の不適正、位置(または角度)検出器、速度検出器のノイズ等がある。中でもボールねじ1回転につき1回の周期で現れるものは、カップリング、サーボモータ軸のミスアライメントなどさらに細分類することがで

きる。ただし最後のバックラッシュ補正による誤差は、送り方向によって符号が異なるが大きさは同じであるので、位置のみに依存する誤差原因に含めた。

これらによる誤差はすべて並進誤差であることは言うまでもない。

(Ⅰ-2) 案内の形状誤差(母型の幾何誤差)

案内の形状誤差としては、2軸間の直角度誤差、真直度誤差(2次、3次)、平行度誤差

表6.2 運動誤差原因の分類

I. 位置のみに依存する誤差
(Ⅰ-1) 位置決め機構の誤差
リニアスケール・ボールねじの様な伸縮(1次・2次)
リニアスケール・ボールねじなどの周期的誤差
検出器ノイズ
バックラッシュ
バックラッシュ補正
ピッチエラー補正
(Ⅰ-2) 案内の形状誤差(母型の幾何誤差)
2軸間の直角度誤差
真直度誤差
加工・組立によるもの
基礎の不良によるもの
重量の移動によるもの
回転モーメント
垂直軸ローリング
垂直軸ピッチング
垂直軸ヨーイング
垂直軸ヨーイング+傾向付け
水平軸ヨーイング
平行度誤差
ホースの干渉・カバーの引きずりなど
II. 送り速度と方向に依存する誤差
ロストモーション
スティックモーション
スティックスリップ
位置ループゲインの不一致
サーボの応答遅れによる半径減少
油圧バルブ・チェーン等の振動
動圧による摺動体の浮き上がり

などがある。これらは案内の製作時の加工誤差に加えて、組立、熱変形、基礎の据え付け不良または床の沈み、重量物の移動にともなう機械構造の弾性変形、摺動体と案内面の間の接触剛性の不足と隙間及び摺動体による案内面の押し広げ、案内面の平行度誤差、ボールねじの予張力や熱応力が原因である案内面の変形による誤差によっても生じる。案内の形状誤差は直角度誤差を除いて、全ての回転誤差の原因となる。

(II) 送り速度と方向に依存する誤差

送り方向に依存する誤差とは、正方向に送るときと負方向に送るときとの挙動が異なるという現象に起因する誤差のことで、次の原因が挙げられる。

このグループに属する誤差は、位置によって少しは大きさが変化する可能性はあるものの、誤差の大きさはほとんど送り速度によって決まるもので、並進誤差としてはロストモーション、スティックモーション、スティックスリップ、サーボ系の定常的な誤差として現れる位置ループゲインの不一致、円弧補間送り時の半径減少(始動・加速時)や増加(減速・停止時)となって現れるサーボ系の非定常な応答、垂直運動軸のカウンタバランスに関係する油圧バルブやチェーン等の振動がある。回転誤差としては摺動面における動圧の発生による浮き上がりや、重力、慣性力、摩擦力、油膜による圧力などの作用のもとで、ギブの異常や摩耗によって案内面の接触剛性が不足することや隙間が存在することによる誤差などがある。

6.2.2 診断法の概要

円弧補間送り可能なNC工作機械においては、円弧補間中の運動誤差を主軸先端(または工具先端)とテーブル側の円弧の中心との距離の変動として測定し、その運動誤差軌跡から運動精度を評価し、さらにその軌跡を解析することにより運動誤差原因を診断することができる。円弧補間試験法として、現在利用できるものに第2章ですでに述べた3方法(DBB法を含む)がある。

円弧補間試験で得られた誤差軌跡から誤差原因を診断する原理を以下に述べる。基本的には3方法とも共通であるが、軌跡を求める方法が微妙に違うので、ここでは代表してDBB法について診断原理を述べる。

本研究では、すでに第4章と第5章で有力な機械の誤差原因ごとに単一の誤差原因から定まる誤差ベクトルを基本式(2.7)に代入して、極座標表示することにより、DBB測定での軌跡パターンを導出してあるので、本章では逆にそれらのパターンがDBB測定によって得られた運動誤差軌跡中にどの程度の大きさで存在するかを知って、どのような誤差原因がどの程度の大きさで存在しているかがわかれば診断できる。これを図示すると図6.1のようになる。運動誤差軌跡から軌跡パターンを抽出し、その大きさを定量的に定めるの

であるが、その際、同じような軌跡パターンとなる原因が複数存在することがあるので、注意を要する。このような場合に原因を特定するために考慮せねばならない工作機械の構造と制御系の特徴を表6.3に示す。

誤差原因の診断のためのDBB測定の手順は特別のものではない。しかし、前述の理由で機械の誤差原因と軌跡パターンが1対1に対応せず、すべての場合について誤差原因を完全に一つに絞れるわけではない。誤差原因が数個ある場合は、実験によって得られた結果の頻度や、理論に基づいて順位をつけた。また、第4章の実験のような標準手順以外の実験や他の補助的な手段を行うと誤差原因がより明らかになることがあるので、そのような場合のために追加実験項目を別に設ける。特に回転誤差の原因診断は一般に難しいので十分な経験を積まないと、誤差原因を解明できない。このような場合にはDBB法だけでなく、2.1節で述べた従来法を併用した方が早く結論に達する場合もある。

表6.1中の(Ⅳ)の回転誤差Ⅱは単一の欠陥によって生じるものではなく、非対称な力によって生じる摺動体の回転モーメントを、ギブと摺動面がどの程度の剛性で阻止、拘束できるかで決まる。この剛性は摺動面の面圧、当たり、形状精度だけでなく、案内を支持する構造体の剛性の影響も受ける。これは特に横型MCのY軸(ダブルコラムの中を主軸頭が上下に移動する)について著しい。

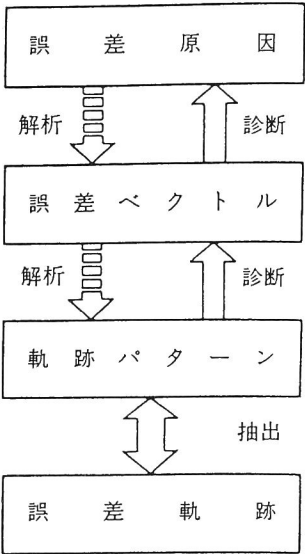


図6.1 誤差原因診断の原理

表6.3 DBB診断の際に考慮すべき構造と制御系の特徴

構造	
(1) 全体構造……	横型・立型・門型・クイル構造
(2) 案内……	すべり・ころがり・静圧・摩擦抵抗(予圧)・(ナロー・ワイド)
(3) カウンタバランス……	なし・デッドウェイト・油圧・直結・チェーン・ある場所・バランス重量%
(4) 摺動体(ストローク)……	X——(テーブル), オーバーハングの状態 Y——(サドル・コラム) Z——(主軸頭・サドル・コラム)
(5) ボールねじ……	ピッチ・径・振れ回り・シングルアンカ・ダブルアンカ・カップリング
制御	
(1) NCの種類……	FANUC・MELDAS・YASNAC・NEDAC・OSP・TOSNUC
(2) 制御方式……	クローズドループ・セミクローズドループ
(3) サーボモータ……	DC・AC・(直結・タイミングベルト・歯車)
(4) 検出器……	インダクトシン・光学スケール・マグネスケール・エンコーダ・レゾルバ・タコジェネ・TGレス
(5) ループゲイン(時定数)……	位置ループゲイン・速度ループゲイン

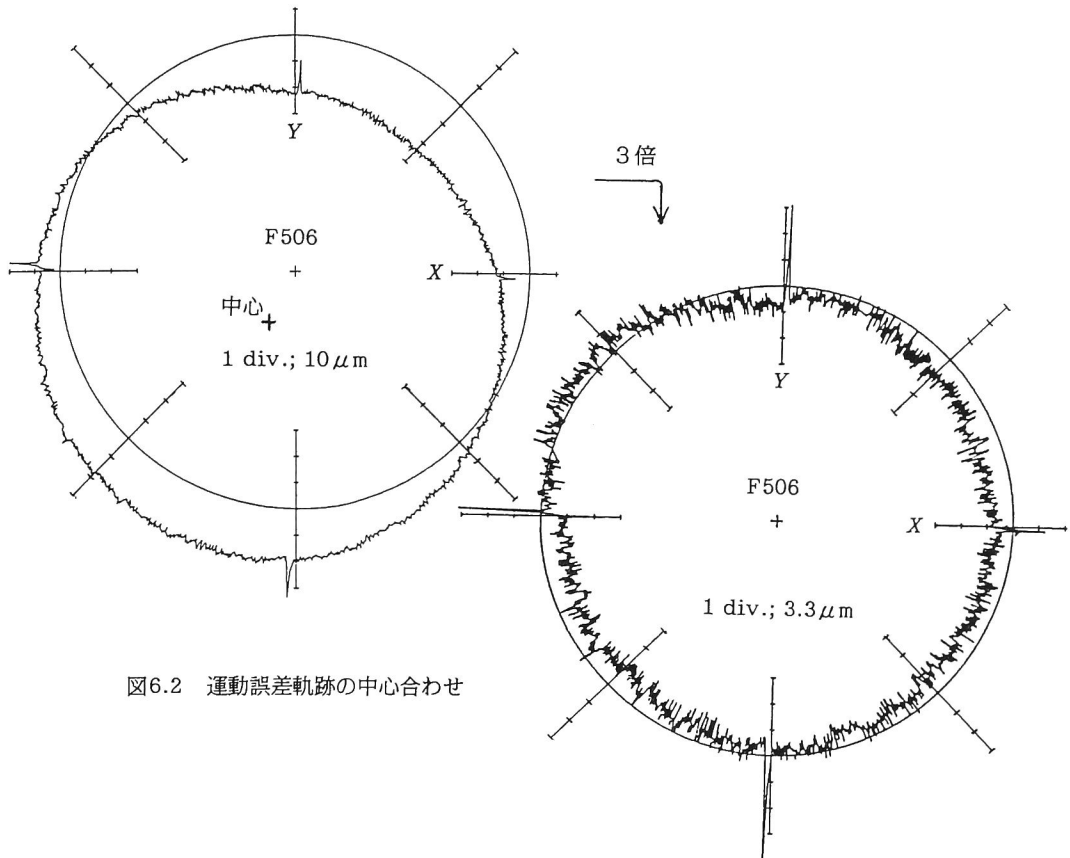


図6.2 運動誤差軌跡の中心合わせ

第2章で述べた機械の運動誤差の評価項目は運動誤差軌跡から得られる情報のごく一部分であり、誤差原因の診断には不十分である。また、DBB測定の性質上、NCプログラムの中心と球の中心とを前述の手順に従って一致させようとしても、テーブル側の球の中心位置がわからないため、得られる運動誤差軌跡の中心は基準円(誤差が0のときの軌跡)の中心と完全に一致しない。軌跡のMZCRWなどを求めるときは影響はないが、そこから一定の軌跡パターンを求めるときには不都合である。

したがって、まず運動誤差軌跡の中心を基準円の中心と一致させる作業が必要である。これには、テーブル側の球中心に適当な誤差ベクトルを想定し、その誤差ベクトルだけによる誤差を測定された誤差から引けばよい(図6.2)。こうして求められた軌跡から次のような方法で軌跡パターンを抽出する。

6.2.3 診断手順

(1) 一般的手順

軌跡パターンを抽出し、誤差原因を特定する具体的な手順を示す。一般的に測定位置を

変えると誤差軌跡が変化する場合は回転誤差が生じていることが考えられるが、回転誤差と並進誤差は同時に生じている場合が多い。

[1] 各平面CW方向とCCW方向の誤差軌跡の間をおおまかにたどった軌跡を求める。ここで、おおまかにたどるという意味は、パルス状の突起や高次の波は無視するということである。これによって得られる軌跡には位置のみに依存する誤差が典型的に現れ、送り方向に依存する誤差は含まれない。この軌跡から次の軌跡パターンをよみとる。

{1-1} [各平面45° 方向楕円] XY 平面軌跡における、座標軸と互いに45° をなす線上での直径の差 $2\Delta R_{xy}$ 、またはYZ 平面およびZX 平面運動誤差軌跡における、座標軸と互いに45° をなす線上での半径の差 ΔR_{yz} 、 ΔR_{zx} によって、各軸間の直角度誤差が $\Delta R_{xy}/R$ 、 $\Delta R_{yz}/R$ 、 $\Delta R_{zx}/R$ だけ存在することがわかる。これらの誤差原因としては、2軸間の直角度誤差がまず考えられる。測定面が水平面であるときには、基礎の据え付け不良が考えられるので、測定面の位置(高さ)を変えて測定してみて変化があるのを確認するか、水準器でテーブル上の45° 方向の傾きを測定してみるとよい。ただし、基礎の据え付け不良の場合は、必ずしも楕円の方向は45° 方向ではない。

{1-2} [XY 平面0° 方向楕円] XY 平面軌跡における、X 軸上での直径とY 軸上での直径の差 ΔD_{xy} によって、X 軸とY 軸の相対的なスケールの不一致(伸縮)がわかる。YZ 平面、ZX 平面に関しては半円の軌跡しか得られていないので、この項目はない。セミクロードループ方式のNCならばボールねじの様な伸縮、クロードループ方式のNCならばリニアスケールの様な伸縮がまず考えられる。ほかに摺動体のピッチングによる誤差なども考えられるので、疑わしいときには位置(案内面からの距離)を変えて測定してみる。誤差軌跡にかなりの変化があれば回転誤差が存在し、案内の真直度誤差あるいは重量物の移動による構造体の弾性変形が原因であると考えられる。オートコリメータなどで案内面の真直度誤差の有無を確認してみればよい。真直度誤差があれば前者が原因であることがわかるが、真直度誤差がない場合、立型MCのXY 平面で測定したのであれば、後者が原因であると考えられる。

{1-3} [各平面異常形状] {1-1}、{1-2}のいずれにも該当しなかったもので、1つの軸に2次以上の誤差がある場合である(4.2.2項(2)、4.2.3項(1-b)参照)。例えば、XY 平面とZX 平面に変わった形状が現れているときは、X 軸に高次の位置決め誤差やそれに相当する案内面での回転誤差が生じていると考えられる。XY 平面の軌跡においてX 軸上に問題の誤差があると判断したときは、ZX 平面でも同様にX 軸に誤差が現れていることを確認しなければならない。誤差原因としては案内面形状誤差に起因する姿勢変化・案内面抵抗(摩擦)差(送り速度に依存)・案内面真直度誤差・スケール高次誤差が考えられる。これらは一般的な診断法はないが、現れる頻度も少ないので軌跡パターンを参考にしてケー

ス・バイ・ケースで対応する。

[2] 各平面のそれぞれの軌跡の象限切換の際のパルス状突起、段差の大きさと特徴をよみとる。

{2-1} [各軸象限切換時段差] X, Y, Z 軸の運動方向が切り換わるときの段差の大きさをみる。急激な段差であれば、バックラッシュ、ロストモーション、及びそれらに対するバックラッシュ補正量が不適切なため(セミクローズドループ方式)である。バックラッシュ補正の設定されていないときに負の方向に段差が現れた場合、クローズドループ方式NC

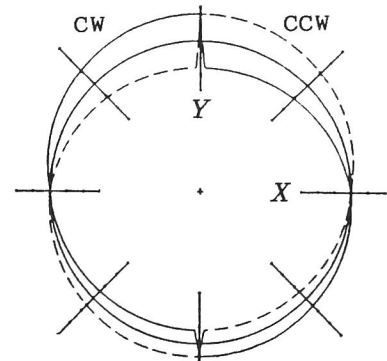


図6.3 段差の大きさが位置により異なる場合

の機械の場合、段差の大きさが同一軸の正負によって異なる場合(図6.3)、図4.19のように急な段差とはなっていない緩やかな変化の場合は送り方向に依存する回転誤差が生じている(特に主軸頭上下)。そのうち、段差が生じている軸に関して誤差軌跡が対称的な場合は、その軸方向の運動の際に、案内面の隙間や接触剛性不足のための回転により、測定面に垂直方向に変位が生じているピッチングが原因と思われる。非対称の場合は、その軸方向の運動の際に回転によって測定面に平行に変位が生じるヨーイングが原因と思われる。これらは、案内のがたなどといったものではなく、案内面の摩擦が影響して運動中に徐々に傾くからである。回転誤差が生じている場合には機械の構造を考慮して、変位に必要な力の原因が何かを調べなければ誤差原因を特定することはできない。

また、段差の大きさに注目すれば、送り駆動系のロストモーションなどが原因ならば、各平面ともある1つの軸に対してはほぼ同じだけの段差が生じるのが普通であるが、姿勢変化が原因のときは、原因となる軸の座標値に依存することもある。しかし、送り方向が逆の場合でも、段差の大きさは同じになるはずである。ロストモーションとバックラッシュは誤差を見ただけでは区別できないが、再三記すように最近ではバックラッシュはほとんど見られないため、どちらとも考えられる場合にはロストモーションが原因だと思ってまちがいない。

{2-2} [各軸象限切換時パルス状突起] X, Y, Z 軸の運動方向が切り換わるときのパルス状突起の大きさをみる。これは、制御系の応答の遅れによる誤差を検出するためのものである。具体的には、スティックモーション(主としてクローズドループ方式)、またはロストモーションとバックラッシュ補正のタイミングの差(セミクローズドループ方式)を検出する。

[3] 周期的な誤差(波)など象限切換時以外に一定位置で生じる軌跡パターンの特徴をみる。

{3-1} [各軸象限切換外段差・パルス状突起] X, Y, Z 軸の運動方向が切り換わる時以外に一定位置で生じる段差およびパルス状突起の大きさと位置をみる。突起の場合は位置検出系(リニアスケール)の傷(クローズドループ方式)・案内面の傷(再現性不明)、段差の場合はボールねじ隣接ピッチエラー(セミクローズドループ方式)やスケールまたはボールねじ累積ピッチエラー補正(再現性あり)などの局部的誤差が存在すると思われる。

これらの誤差に再現性があるかないかは、誤差が生じている原因が存在すると思われる座標軸に対称にこれらの軌跡パターンが現れているかどうかで判断できる。

{3-2} [各軸周期的誤差] X, Y, Z 軸の周期的誤差の大きさとその周期をみる。誤差があればボールねじ隣接ピッチエラーや取り付け誤差(セミクローズドループ方式)、リニアスケールの取り付け誤差(クローズドループ方式)、レゾルバ、エンコーダなどの角度検出器の不備(セミクローズドループ方式)や油圧バルブ・チェーンの振動があると考えられる。誤差が生じている軸上で周期を計算し、送り系のボールねじ、リニアスケールやチェーンなどのピッチと比較することにより、何が原因かを判断できる(5.4.4項参照)。送り速度が小さい所でよく見られるスティックスリップ(後述の{4-3}参照)も検出する(ただし再現性・周期性はない)。

{3-3} 象限切換付近でなく、軸に非対称で大きな段差が生じ、音響を伴う場合には、ホースの干渉・カバーの引きずりが原因として考えられる。

[4] 各平面CW方向とCCW方向の誤差軌跡を比較し、両者の異なるところから送り方向に依存する誤差の大きさとその原因を判断する。必要ならば送り速度を変化させて送り速度に依存する誤差原因を抽出する。

{4-1} (各平面最大間隔) 各平面CW方向軌跡とCCW方向軌跡の最大間隔とその位置をみる。両者が象限の切り換わるところで最も離れるならば、原因はロストモーションや姿勢変化で、各軸から45°のところ(象限の中間)で最も離れ、象限切換の位置で両者が交差する場合は、2軸間に位置ループゲインの不一致が存在する。CW方向とCCW方向の軌跡の間隔は、送り速度の2乗に比例する。局部的に離れるときは、案内面の摩擦力変動が原因と考えられる。これらの誤差が組み合わされて出てくることがあるが、ロストモーションおよび姿勢変化は既に述べた {2-1} 象限切換時の段差 で判定できるので、その値と照らし合わせて判断すればよい。

{4-2} 円弧補間送りの開始(起動)時と終了(停止)時に半径が急激に変化し、そのとき以外では定常的な半径減少が生じている場合は、サーボの応答遅れが原因である。半径減少量は送り速度の2乗に比例する。

{4-3} 一軸方向の送り速度が特定の低速域にあるとき、振幅の大きな再現性のない振動が生じている場合はスティックスリップが原因である。送り速度を変えると軌跡上で振動

の生じる位置が変化したり、振動が生じなくなったりする。

{4-4} 回転方向をCWとCCWとに変えることにより、どちらか一つの軸方向の直径が変化している場合は、変化が生じていない軸方向の運動の際に、回転誤差によって測定面に平行に変位が生じていると思われる(ローリング、ヨーイング)。

{4-5} CW方向とCCW方向の軌跡が 45° と 225° 、または 135° と 315° 付近の2カ所で交差していて、象限切換の際に段差が生じている場合は、送り方向が変化する際にのみ角度が変化し、一方向に運動中は角度が一定であるようなヨーイングが、段差が生じている軸方向に生じていると思われる。また、どちらか1カ所でのみ交差している場合は、ヨーイングの大きさが位置の1次関数であることが考えられ、一見、交差せず接しているだけで、段差も生じていない場合は、位置の2次関数であることが考えられる(図4.11～図4.17参照)。

{4-6} 象限切換の際に段差が生じるが、回転方向によって、段差が生じる軸方向の直径が異なる場合は、平行度誤差などにより、位置によって異なる隙間が生じていることが考えられる。案内面の真直度を例えばインジケータとストレートエッジマスタ等でトレースして調べて異常があれば、加工や組立の際に生じた平行度誤差が原因であるとわかる。異常がみられないとき、特に、横型MCのY軸方向に段差が生じているときは、摺動体(主軸頭)による案内面の押し広げがその原因として考えられる。

{4-7} 送り速度が大きくなると、垂直軸方向に軌跡が移動する場合には動圧による摺動体の浮き上がりが考えられる。

[5] XY平面の2回のCW方向の軌跡から特に変わったことがないかをみる。これは、工作機械の誤差測定という意味に加えてDBB測定装置の精度検査(異常チェック)や、座の取付方法などのチェックをすることにも重点がおかれている。これによって現れる機械の誤差としては、再現性のない誤差である。

{5-1} [その他の再現性] 原因は特定できないが、DBB装置関係のも考えられる。

(2) 追加測定項目

以上の一般的手順からもわかるように、第2章で述べたひとつおりのDBB測定では、完全に誤差原因を1個に特定できないことが少なからず起こる。それらは主に①送り速度に依存する誤差か、そうでないか②位置決め誤差か、姿勢変化かである。また、③Z軸の1次の位置決め誤差も、YZ平面およびZX平面については半円の測定しか行わないのでわからない。これらは、機械の構造(位置決めフィードバック方式、案内方式)や起こり得る可能性を考慮すると、だいたい誤差原因の見当はつくが、完全な決め手とはならない。そこで、手順中にもふれたように測定する項目を必要に応じて増やし、誤差原因の特

定を行わなければならない。

①に関しては規定の送り速度を500mm/minとしているが、この値は測定の際の時間を短縮するためと、測定の容易さ(ケーブルの絡みつきなどの安全性)との兼ねあいを考えて決めたものである。しかし送り速度に依存する誤差は、送り速度が大きいときに起こるものが多く、追加測定の際に送り速度を大きくするときには、測定機のケーブルが巻き込まれないように注意しなければならない。送り速度が小さいときに大きくなる誤差は少なく、スティックスリップやロストモーションくらいである。これらの誤差の確認をするために送り速度を小さくして測定する場合には、測定に要する時間が長くなることは覚悟しなければならない。

②と③に関しては、座の位置や方向を変えたりすることで測定可能であるが、座の付け替えや球中心の位置決めなどに時間がかかるので、追加測定を行うかどうかの判断は慎重でなければならない。

(3) 自動診断の可能性

以上のDBB測定による機械の運動誤差の測定や誤差原因の診断には、測定されたデータをそのままプロットに描かせたものや、せいぜい中心位置をずらせたものを眼でみて、MZCRWや軌跡パターンを読み取ることを前提としている。データの取込みに用いるパソコンは汎用のものであり、高速で図形処理をするソフトウェアの開発に手間がかかるためである。しかし、DBB測定のシステムが広く採用されるようになり、またコンピュータの処理能力も進めば、ソフトウェアを開発することにより、かなりの作業が自動化でき便利になる。軌跡パターンが抽出できれば機械の誤差原因の候補は簡単に出力できるので、ここでは、計算機による図形処理が困難な軌跡パターンの種類を挙げ、考察を加える。

① 象限切換以外でのパルス状突起と段差……象限切換の際の突起と段差は角度 θ が 0° , 90° , 180° , 270° , 360° 付近と指定して、そこでの値を検出すればよいだけであるが、象限切換以外のパルス、段差は初めに適当な閾値を設定しておかなければならず、その設定値の決定が難しい。その上、1ヶ所だけ閾値を越えたとき、そこと軸対称の位置でも同じようなパルス、段差が現れているかを確認しなければならず、その際の閾値の設定にも問題がある。

② 周期的誤差の発見……5.4.4項で行った作業である。ある軸に周期的な誤差が存在するとき、その周期は直線運動の周期であり、図4.28に示したように円運動の周期に変換すると誤差の存在する軸の運動方向が変わる付近で最も周期が長く、そこから離れるにしたがって短くなるため、運動誤差の軌跡をFourier解析するといった手法は役に立たない。人間の眼ならば $0^\circ \sim 30^\circ$ の山数を数え、そこから周期を割り

出すのだが、その作業をそのまま計算機に行わせるとかなり複雑な作業で計算量も多い。それを機械では全軸について行わなければならないので、かなりの時間がかかる。

以上の2点は、人間と機械のパターン認識の能力の差で、人間では無視するものを機械では逐一行わなければならないというところに問題がある。その他にも、奇妙な軌跡パターンが現れた場合など、計算機では対処しきれないことが多いと思われる。従って、計算による図形処理はMZCRW、中心位置あわせ、楕円成分の検出、象限切換の際のパルス状突起や段差の検出などのみにして、同時に人間が軌跡をみて他の軌跡パターンを判断するという方法が最適と思われる。

6.3 診断例

第4章で既に述べたように、本研究では約100台のNC工作機械を対象としてDBB測定を行ってきた。本節では、そのうち比較的大きな運動誤差が測定された機械や、典型的な運動誤差の軌跡パターンが重なって得られた機械について、機械の誤差原因の診断例を示す。このうち、機械A～Cについては、2.4.2項で運動誤差軌跡を示し、誤差の評価は終えてある。

(1) 機械A(中型の立型MC・セミクローズドループ方式・すべり案内)

本機について測定された運動誤差軌跡は図2.17～図2.20に示してある。これらの図から、本機には次のような主な運動誤差と、その原因が存在すると診断できる。

① 直角度誤差がXY軸間に $+9\mu\text{m}/200\text{mm}$ 、YZ軸間に $-22\mu\text{m}/200\text{mm}$ 、ZX軸間に $+4\mu\text{m}/200\text{mm}$ 存在する。2.4.2項でもふれたように、YZ平面の真円度が $13/15\mu\text{m}$ と、他の平面の結果と比べて極端に悪い。これは、YZ軸間の直角度誤差が原因で、実際にはコラムが前倒れになっているためである。また、XY軸間の直角度誤差も少し大きい。

② 象限切換時の段差がX軸に $+3\mu\text{m}$ 、Y軸に $+4\mu\text{m}$ 、Z軸に $+3\mu\text{m}$ 存在する。これはロストモーションが残存し、バックラッシュ補正量が過小なためである。

以下の誤差原因は以上の誤差原因に比べると問題にならないほど小さいが、いちおう示す。

③ Y軸の運動方向が反転する際に $8\mu\text{m}$ の緩やかな段差が存在するので、サドルにヨーイングが存在すると思われる。

④ YZ平面のみY軸にピッチ 10mm 、振幅 $2\mu\text{m}$ の周期的誤差が存在する。

(2) 機械B(中型の横型MC・クローズドループ方式・すべり案内・光学スケール)

本機について測定された運動誤差軌跡は図2.21～図2.24に示してある。これらの図から、本機には次のような主な運動誤差と、その原因が存在すると診断できる。

- ① この機械では、象限切換の際の突起が X 軸について $14\mu\text{m}$ 、 Y 軸について $10\mu\text{m}$ 、 Z 軸について $18\mu\text{m}$ 存在し、非常に大きい。この突起はDBB測定の評価の際の考慮には入れないが、2.4.1項で示したように加工形状には影響することが多いので、問題である。これは前述のようにクローズドループ方式のNCに特有な低いサーボ剛性のために生じるスティックモーションなので、このケースは位置ループゲインを30%程度大きくすることにより、これらの突起を約1/3に減少することができた。
- ② XY 平面での軌跡が楕円になっており、 XY 軸間にスケールの誤差が $4\mu\text{m}/200\text{mm}$ 存在する(X の方が長い)。これは XY 軸間のスケールの調整不足と考えられる。
- ③ 直角度誤差が YZ 軸間に $+7\mu\text{m}/200\text{mm}$ 、 ZX 軸間に $-4\mu\text{m}/200\text{mm}$ 存在する。
- ④ 象限切換の際の段差が X 軸に $+9\mu\text{m}$ 、 Y 軸に $+5\mu\text{m}$ 、 Z 軸に $+5\mu\text{m}$ 存在する。
本機は光学スケールの付いたクローズドループ方式のNCであるにもかかわらず、象限切換の際に段差が生じているので、これらはロストモーションによって生じたものでなく、摺動体の回転誤差が真の原因である。スケールの誤差も実際は主軸頭(Y 軸)に生じた緩やかなピッチング(Y 軸案内の2次の真直度誤差による)が原因かもしれない。

あとは特に目立った誤差原因は存在しないが、

- ⑤ Y 軸に振幅 $4\mu\text{m}$ 、ピッチ 12.5mm の周期的な誤差が存在する。この誤差のピッチは本機に使用している主軸頭を吊り上げるカウンタバランス用チェーンのピッチの1/2にほぼ等しい。ピッチがほぼ1/2になっているのは駆動用にスプロケットを使用している場合に特徴的である。

(3) 機械C(機械Bと同形式の横型MC・セミクローズドループ方式・中型・すべり案内)

本機について測定された運動誤差軌跡は図2.25～図2.28に示してある。これらの図から、本機には次のような主な運動誤差と、その原因が存在すると診断できる。

- ① 象限切換の際の段差(ロストモーション)が X 軸に $+16\mu\text{m}$ 、 Y 軸に $+7\mu\text{m}$ 、 Z 軸に $+20\mu\text{m}$ と非常に大きい。特に水平方向の送りとなる X 軸と Z 軸が大きい。よって運動誤差を小さくするにはまず適切なバックラッシュ補正を設定するなどして小さくすることが望まれる。
- ② YZ 軸間に $+9\mu\text{m}/200\text{mm}$ 、 XY 軸間に $+4\mu\text{m}/200\text{mm}$ の直角度誤差が存在する。
- ③ XY 軸間に $4\mu\text{m}/200\text{mm}$ のスケールの誤差が存在する。

- ④ スティックモーションが X 軸に $3\mu\text{m}$ 、 Y 軸に $4\mu\text{m}$ 、 Z 軸に $2\mu\text{m}$ 存在する。
- ⑤ Y 軸にピッチ約 12.5mm 、振幅 $5\mu\text{m}$ の周期的な誤差が存在する。本機にはカウンタバランス用として2組のチェーンとスプロケットが使用されており、チェーンピッチは 25mm である。したがってこの周期的誤差はこれらのシステムから生じていると思われる。
- ⑥ Y 軸と Z 軸の象限切換時以外に各2ヶ所の段差が生じている。これは、軸対称の位置にも現れているため、再現性はあると考えられる。特に問題となるような値の誤差ではない。

その他 Z 軸案内に2次の真直度誤差 e_{yz} や、 X 軸及び Y 軸に回転誤差が存在するようであるが、本機の場合は、①が非常に大きいので、他の比較的小さい誤差原因については診断しにくい。このような場合にはまず顕著な誤差原因①を除去してから、次の原因の診断に移るのがよいと思われる。

(4) 機械Q (大型の横中ぐりフライス盤・クローズドループ方式・静圧案内・すべり案内併用・インダクトシンスケール)

本機について測定された運動誤差軌跡を図6.4～図6.6に示す。これらの図から、本機には次のような主な運動誤差と、その原因が存在すると診断できる。

- ① 象限切換の際のパルス状突起が X 軸について $31\mu\text{m}$ 、 Y 軸について $42\mu\text{m}$ 、 Z 軸について

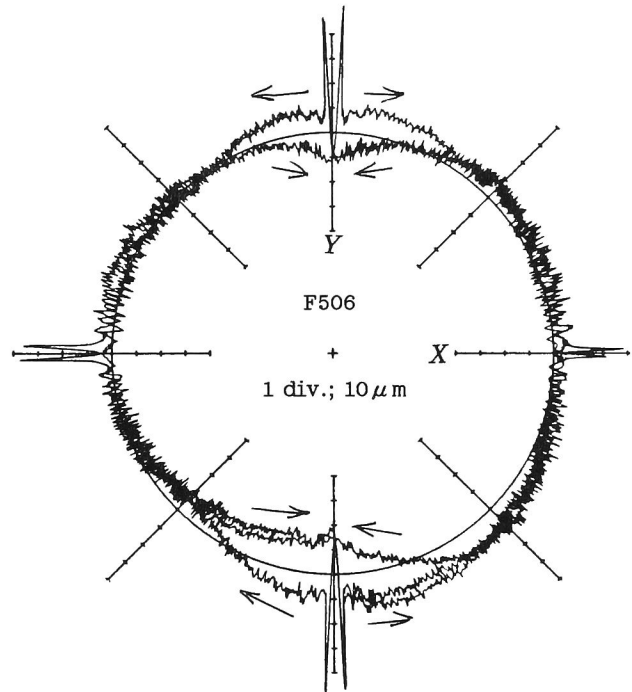


図6.4 XY平面測定軌跡(機械Q)

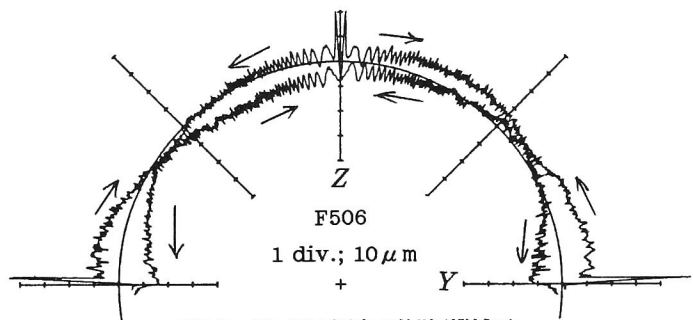


図6.5 YZ平面測定軌跡(機械Q)

19 μ mとかなり大きい。本機は大型機で、クローズドループ方式を採用しているので、どうしても位置ループゲイン K_s が小さくなりがちで、位置のフィードバックの応答は遅れ、スティックモーションによる突起が大きくなりやすい。

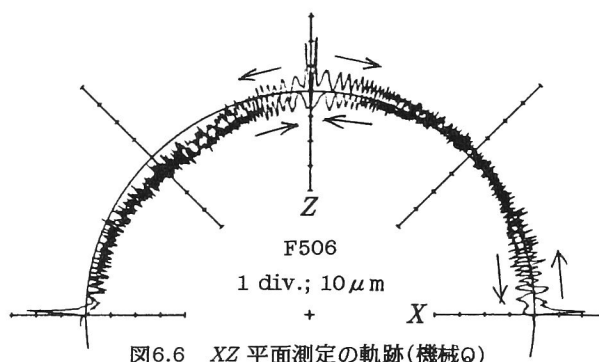


図6.6 XZ平面測定軌跡(機械Q)

- ② 象限切換の際の段差がY軸について+17/+22 μ m、Z軸について+10 μ m存在する。Y軸に回転誤差(ピッチング)が存在する。Y軸の象限切換時の段差も主軸頭のピッチングによって生じている。これの根本的な原因はカウンタバランスのアンバランスである。このため、YZ平面運動の真円度は23/29 μ mと、ZX平面の19/19 μ mと比べて悪くなっている。Z軸の段差はロストモーションによるものである。
- ③ X軸運動とZ軸運動に振幅8 μ mの周期的誤差が見られる。この周期は、軌跡がX軸と交わる点から15°の間に10の山が数えられることから、

$$(1 - \sin 75^\circ) \times 200\text{mm} / 10 = 0.7\text{mm}$$

であり、Z軸も同様に、15°の間に8つの山があるから、

$$(1 - \sin 75^\circ) \times 200\text{mm} / 8 = 0.85\text{mm}$$

となる。この誤差は、再現性があるため、スケールが原因しているものと考えられる。本機はインダクトシンスケールを使用していることから、この高次山成分はスケールの印加電圧の位相のずれ、リップル及び外乱の影響を受けているために生じたものである。

- ④ 直角度誤差がXY軸間に-5 μ m/200mm、YZ軸間に+10 μ m/200mm、ZX軸間に+11 μ m/200mm存在する。

(5) 機械R(中型の横型MC・セミクローズドループ方式・すべり案内)

本機について測定された運動誤差軌跡を図6.7～図6.9に示す。これらの図から、本機には次のような主な運動誤差

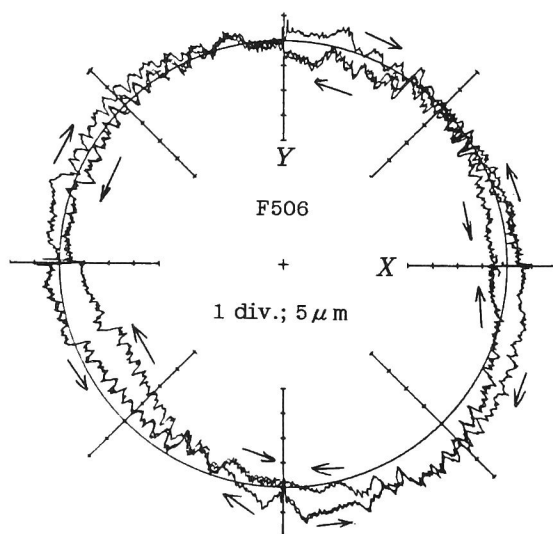


図6.7 XY平面測定軌跡(機械R)

と、その原因が存在すると診断できる。

- ① Z 軸送りに伴う象限切換時以外での段差が $5\mu\text{m}$ と大きい。このような段差はあまり頻繁には出てこない。再現性はあるので原因はおそらくボールねじ累積ピッチエラー補正かボールねじ隣接ピッチエラーのためではないかと思われる。

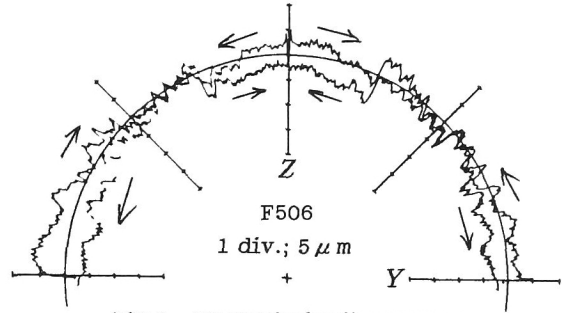


図6.8 YZ平面測定軌跡(機械R)

- ② Y 軸にピッチ 12.5mm 、振幅 $3.5\mu\text{m}$ 程度の周期的な誤差が存在しているが、特に問題となる大きさではない。この誤差の周期はカウンタバランス用チェーンのピッチの $1/2$ の 12.7mm と考えられる。
- ③ 象限切換の際の段差(ロストモーション)がX 軸に $+7\mu\text{m}$ 、Y 軸に $+4\mu\text{m}$ 、Z 軸に $+5\mu\text{m}$ 存在する。

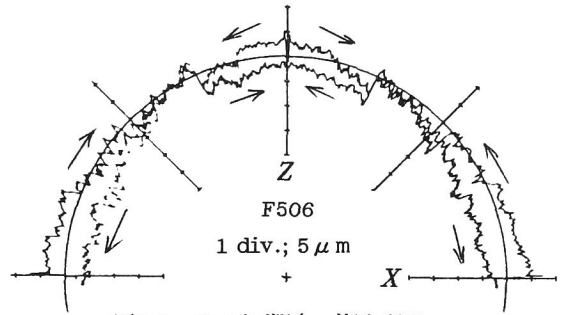


図6.9 XZ平面測定軌跡(機械R)

- ④ XY 軸間に直角度誤差が $-8\mu\text{m}/200\text{mm}$ 存在する。

(6) 機械S (中型の立型MC・クローズドループ方式・すべり案内・インダクトシンスケール)

本機について測定された運動誤差軌跡を図6.10～図6.12に示す。これらの図から、本機には次のような主な運動誤差と、その原因が存在すると診断できる。

- ① 全軸全周にわたって振幅 $5\mu\text{m}$ の周期的誤差が存在する。その周期は、 15° の間に4山ほどであるから、

$$(1 - \sin 75^\circ) \times 200\text{mm} / 4 = 1.7\text{mm}$$

である。この機械のメーカーに問合せたところ、これは位置検出に使用しているインダクトシンスケールか

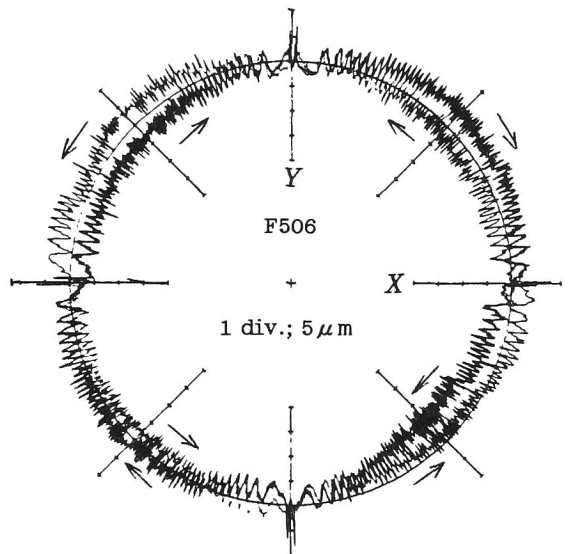


図6.10 XY平面測定軌跡(機械S)

らのノイズ(ピッチ2mm)であることがわかった。

- ② CW方向の運動誤差軌跡とCCW方向の運動誤差軌跡との差が座標軸から約45°離れた所で最大となる。これは、X、Y、Z軸に位置ループゲインの相互差があるためである。

$$\varepsilon_{xy} = 0.8\% (K_{sx} > K_{sy})$$

$$\varepsilon_{yz} = -1.2\% (K_{sy} < K_{sz})$$

$$\varepsilon_{zx} = 0.4\% (K_{sz} > K_{sx})$$

以上より、X、Y、Z軸のゲインを調整し、スケールに起因すると思われる周期的誤差をなくせば、この機械はかなり高精度で送り運動を行えるようになるといえる。

- ③ XY軸間に $+6\mu\text{m}/200\text{mm}$ 、ZX軸間に $-6\mu\text{m}/200\text{mm}$ の直角度誤差がある。

- ④ Y軸送りZ軸方向(e_{zy})の2次の真直度誤差がある。

- ⑤ スティックモーションがX軸に $7\mu\text{m}$ 、Y軸に $7\mu\text{m}$ 、Z軸に $9\mu\text{m}$ あり、かなり大きい。ハンチングを生じない範囲で速度ループゲインを増大させ、サーボ剛性を向上させると精度が改善されると思われる。

- (7) 機械T(機械E(4.3.1項参照)と同形式の中型の横型MC・セミクローズドループ方式・ころがり案内)

本機について測定された運動誤差軌跡を図6.13～図6.15に示す。これらの図から、本機には次のような主な運動誤差と、その原因が存在すると診断できる。

- ① 直角度誤差がXY軸間に $-9\mu\text{m}/200\text{mm}$ 、YZ軸間に $+14\mu\text{m}/200$

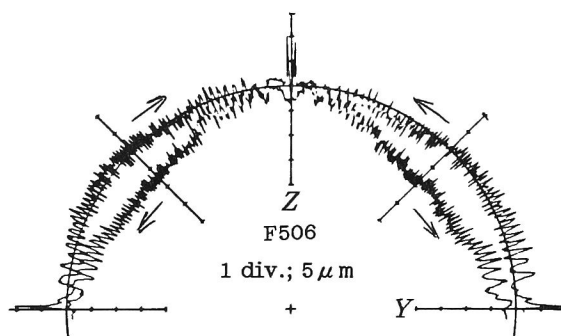


図6.11 YZ平面測定の軌跡(機械S)

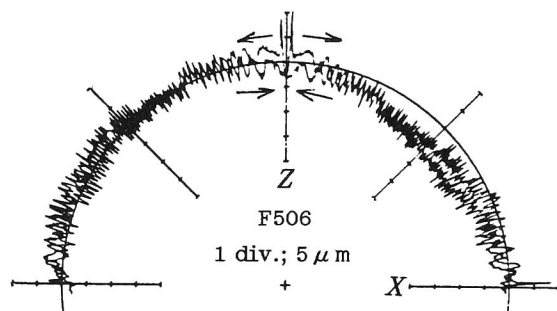


図6.12 XZ平面測定の軌跡(機械S)

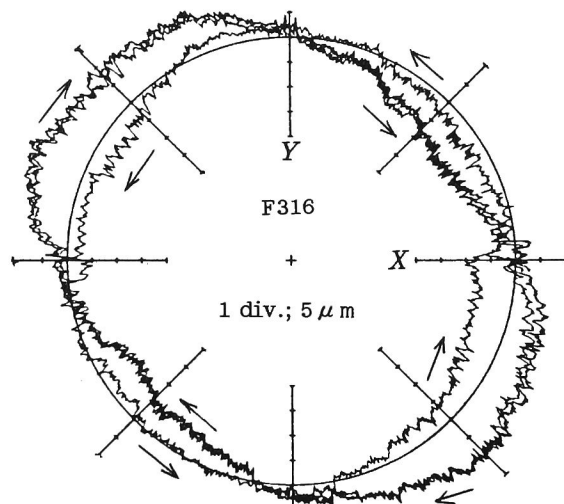


図6.13 XY平面測定の軌跡(機械T)

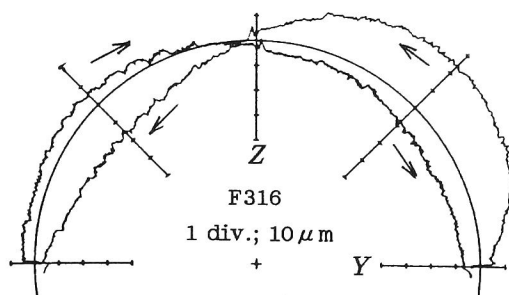


図6.14 YZ平面測定軌跡(機械T)

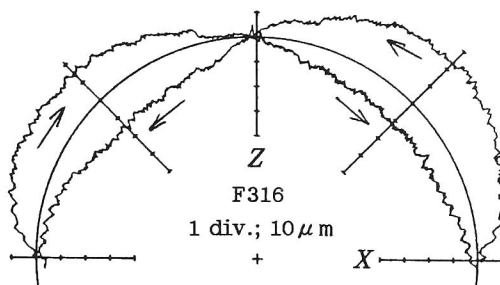


図6.15 XZ平面測定軌跡(機械T)

mm、ZX 軸間に $+6\mu\text{m}/200\text{mm}$ 存在する。

② X, Y, Z 軸間に非常に大きい位置ループゲインの相互差がある。

$$\varepsilon_{XY} = -0.8\% (K_{sX} < K_{sY})$$

$$\varepsilon_{YZ} = -2.3\% (K_{sY} < K_{sZ})$$

$$\varepsilon_{ZX} = 3.1\% (K_{sZ} > K_{sX})$$

この①と②は関係あると思われる。すなわち図6.13からわかるようにXY平面における真円度誤差は、CCW方向が $9\mu\text{m}$ と比較的良好であるのに対し、CW方向では $21\mu\text{m}$ とそれに比べるとかなり大きい。YZ平面では逆にCW方向軌跡の真円度がよく、CCW方向軌跡の真円度が悪いという、XY平面と同様の現象が生じている。こういった現象はサーボゲインの不一致と直角度誤差が組み合わさったときに起こる。これはJISで定められている外側の円周切削のダイレクトテスト(2.4.3項参照)をCCW方向のみ、このメーカーで実施していたことと関係している。すなわち、もともと本機には $-9\mu\text{m}/200\text{mm}$ の直角度誤差が存在しているので、運動誤差軌跡(ダイレクトテストの際の加工形状誤差)が楕円になってしまったのを、Y軸の位置ループゲイン K_{sY} を大きくすることにより修正して、そのゆがみを直そうとしたために生じたものと思われる。このことはJIS(B 6336)のダイレクトテストの規定が不十分であり、CW方向とCCW方向の両方向について外側の円周切削テストを行うべきであることを示している。

③ X 軸と運動誤差軌跡の交点がCW方向とCCW方向で一致していないので、Y 軸(主軸頭上下)にヨーイングが生じていると思われる。①にも関連するが、本機は小型機でころがり案内を用いており、コラムの剛性が低く、主軸頭が上下に移動するだけでコラムが傾いていたためと考えられる。

④ Y 軸に $2\mu\text{m}$ のピッチエラー補正による段差が存在している。

(8) 機械U(NCジグボラ・門型・中型・クローズドループ方式・すべり案内・クイル構造・インダクトシンスケール)

本機について測定された運動誤差軌跡を図6.16～図6.18に示す。これらの図から、本

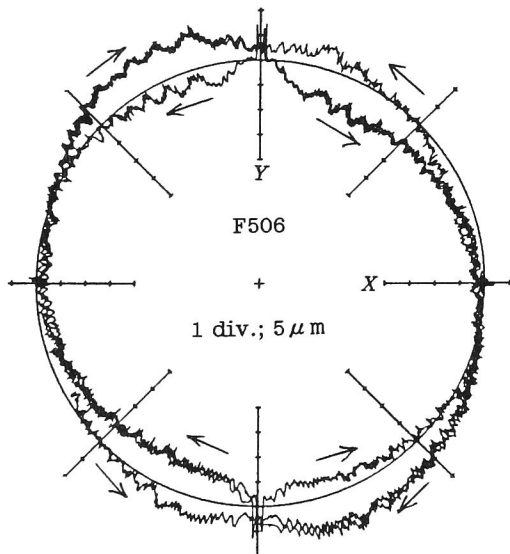


図6.16 XY平面測定軌跡(機械U)

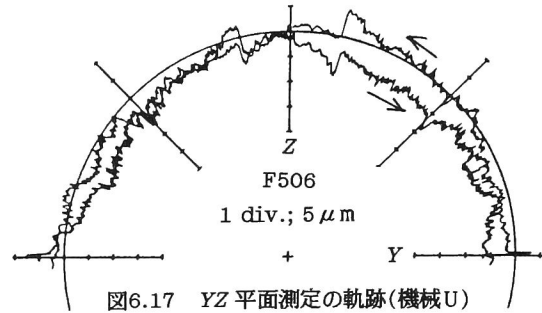


図6.17 YZ平面測定軌跡(機械U)

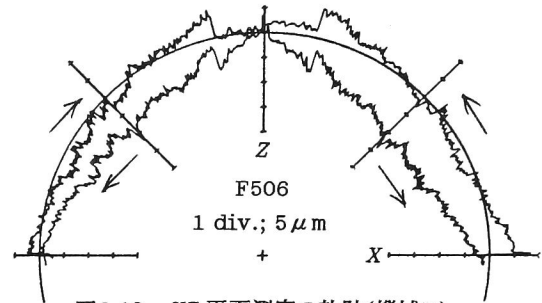


図6.18 XZ平面測定軌跡(機械U)

機には次のような主な運動誤差と、
その原因が存在すると診断できる。

この機械は、主軸回転精度に高いものが要求されるジグボアであるが、送り運動については特に精度がよいというものではない。

- ① 特徴的な誤差としては、図6.16に現れているようにY軸の送りに伴う周期的誤差が2段階あり、1つはピッチ約1mm、振幅 $1.5\mu\text{m}$ の周期の波で、もう1つはピッチ約10mm、振幅 $3\mu\text{m}$ の周期の波である。このピッチ10mmはY軸のボールねじのピッチ10mmと一致しているが、本機はリニアスケール付きであるので、ボールねじの振れ回りなどが直接関係しているとは考えにくい。両方とも位置検出スケール(インダクトシン)に起因する誤差と思われる。
- ② Z軸送りの際に $5\mu\text{m}$ のステップ状の段差が存在する。原因はNCによるスケールピッチエラー補正であろう。
- ③ 象限切換の際、Y軸に $-2\mu\text{m}$ の段差が存在する。
- ④ Y軸に緩やかな段差が $10\mu\text{m}$ 程度存在する。
- ⑤ XY軸間にスケールの誤差が $3\mu\text{m}/200\text{mm}$ 存在する(Yの方が長い)。

本機のZ軸はクイル構造をしている。クイルは主軸を内蔵しており、その回転時の温度上昇による熱膨張を考えてクイルとハウジングの間には図6.19に示すように $5\mu\text{m}$ 程度のクリアランスが設けられている。DBB測定の際には2球間に作用する力は非常に小さいので、主軸がY軸方向に移動する際に生じるピッチングがY⁺側ではゆっくりと生じたので④になったと思われる。Y⁻側ではそれが一挙に生じたので③になった。加工時には切

削力が存在するので負の段差が一挙に生じるものと思われる。⑤のXY軸間のスケールの誤差もこのクリアランス分だけY軸が余分に移動するので、見かけ上Y軸が長くなっただけで実際にはスケールの位置では存在しないと思われる。

一通りのDBB測定が終了したのち、クイルを下げてもラムの突き出しによる誤差が小さくなるようにしてXY平面の運動誤差の測定を行った。結果は、図6.20に示したように、軌跡の形状はあまり変化しなかったが、真円度(CW/CCW)が $19/8\mu\text{m}$ から $13/9\mu\text{m}$ と少しよかった。

⑥ 直角度誤差がXY軸間に $-6\mu\text{m}/200\text{mm}$ 、ZX軸間に $-3\mu\text{m}/200\text{mm}$ 存在する。

⑦ 象限切換の際の突起(スティックモーション)が各軸とも $2\sim4\mu\text{m}$ 程度存在するが、特に問題にならない大きさである。

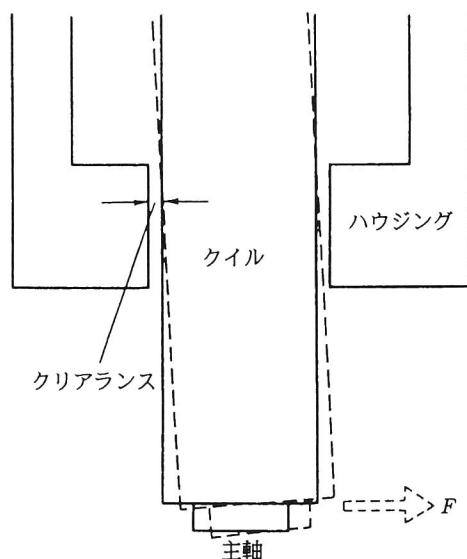


図6.19 クイル構造に存在するクリアランスとそれによるクイルの傾き

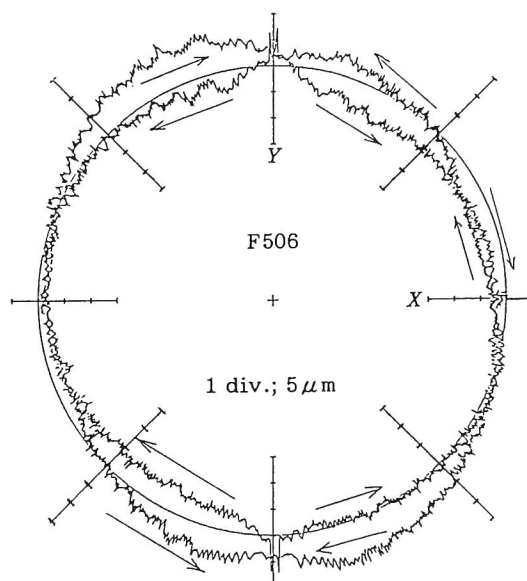


図6.20 クイルを下げても測定したXY平面測定の軌跡(機械U)

(9) 機械V(立型MC・中型・セミクロズドループ方式・すべり案内)

本機について測定された運動誤差軌跡を図6.21～図6.23に示す。これらの図から、本機には次のような主な運動誤差と、その原因が存在すると診断できる。

① XY平面の運動誤差軌跡に楕円が見られるので、XY軸間に $+10\mu\text{m}/200\text{mm}$ のスケールの誤差が存在する(Xの方が長い)。この誤差の原因は、Y軸にピッチエラー補正が過大に設定されていたためである。その遠因はこの機械を調整するときに早送り位置決め(G00)の精度を満足させるために、重量の大きいY軸(サドル+テーブル前後)が慣性力によってオーバーランしないようにするため、ピッチエラー補正によ

って移動量を指令値より小さくしていたことである。

- ② Y 軸の正方向に振幅 $5\mu\text{m}$ 、ピッチ 10mm の周期的な誤差が存在する。このピッチ 10mm はY 軸のボールねじピッチと一致しており、かつこの周期的な誤差はY⁺位置でのみ顕著に見られることから、これはY 軸のボールねじの取り付け誤差による振れ回りが原因していることがわかる。

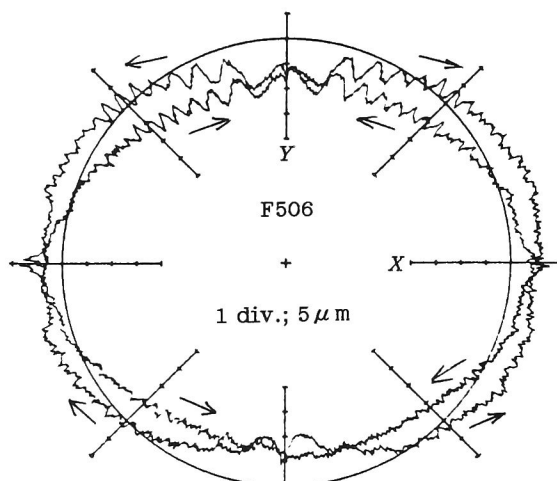


図6.21 XY平面測定軌跡(機械V)

- ③ Z 軸に2次以上の位置決め誤差が現れている。他に機械Vと同形式の機械も測定してみたが、YZ 平面とZX 平面に同じような軌跡パターンが現れた。従ってこれはZ 軸案内面の精度が悪いために起こる姿勢変化や位置決め誤差ではなく、ヘッドを支える油圧バランスの抵抗の特性のためと思われる。原因をより明確に知るためには、送り速度を小さくして真円度がよくなるかどうかをみればよい。

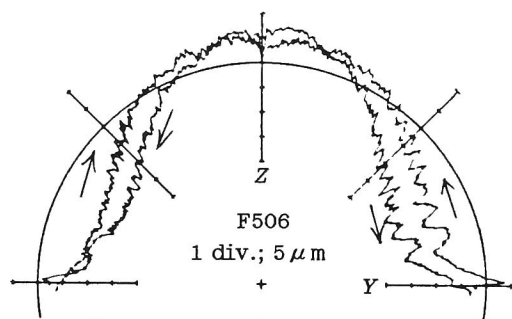


図6.22 YZ平面測定軌跡(機械V)

- ④ Y 軸の位置ループゲイン K_{sy} が、X 軸(K_{sx})およびZ 軸(K_{sz})に比べて1.2%過小である。

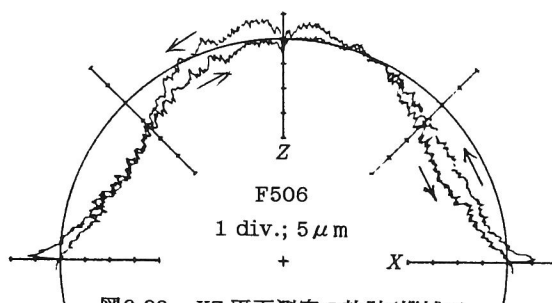


図6.23 XZ平面測定軌跡(機械V)

- ⑤ Z 軸に緩やかな段差が $4\mu\text{m}$ ある

ので、主軸頭にヨーイングとピッチングが存在すると思われる。

- ⑥ Y⁻位置に緩やかな段差が $4\mu\text{m}$ あるので、サドルにヨーイングが存在すると思われる。

(10) 機械W(立型MC・中型・セミクロズドループ方式・すべり案内)

本機について測定された運動誤差軌跡を図6.24～図6.26に示す。これらの図から、本

機には次のような主な運動誤差と、その原因が存在すると診断できる。

- ① 象限切換の際の段差が X 、 Y 軸について通常の機械と比べて逆方向に出ており、 X 軸に $-9\mu\text{m}$ 、 Y 軸に $-5\mu\text{m}$ 、 Z 軸に $+6\mu\text{m}$ と、その値も大きい。この原因は、レゾルバかエンコーダに回転を伝える部分にベルトを用いているか、又はバックラッシュ補正のかけすぎである。
- ② YZ 平面や ZX 平面の運動誤差軌跡をみて、 Z 軸(主軸頭)の象限切換の付近でロストモーションによる軌跡パターンにつづいて、緩やかな段差が認められる。これは Z 軸にピッチング(a_z)が $10\mu\text{m}$ 存在するため、カウンタバランスをとる位置が不適切なためである。
- ③ XY 軸間に $17\mu\text{m}/200\text{mm}$ のスケールの誤差が存在する(Y 軸の方が長い)。
- ④ 直角度誤差が YZ 軸間に $-8\mu\text{m}/200\text{mm}$ 、 ZX 軸間に $+4\mu\text{m}/200\text{mm}$ 存在する。
- ⑤ X 軸に $5\mu\text{m}$ の緩やかな段差(ヨーイング)が存在する。
- ⑥ Z 軸に3ヶ所、 X 軸に1ヶ所、 $3\mu\text{m}$ のステップ状のピッチエラー補正によって生じた段差が存在する。

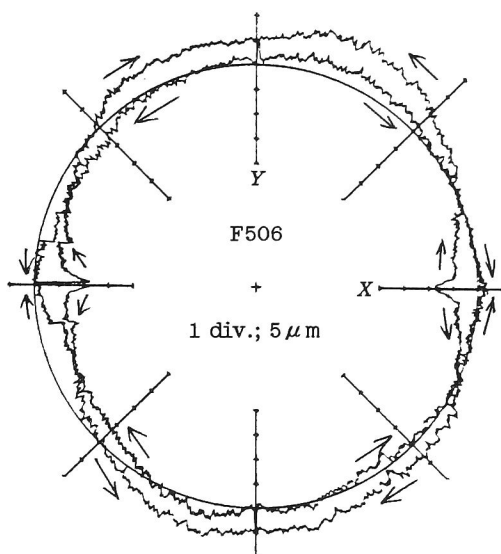


図6.24 XY 平面測定軌跡(機械W)

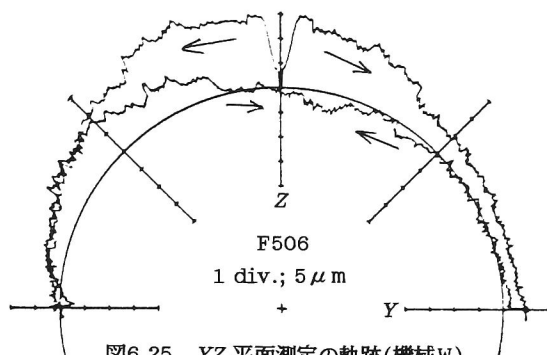


図6.25 YZ 平面測定軌跡(機械W)

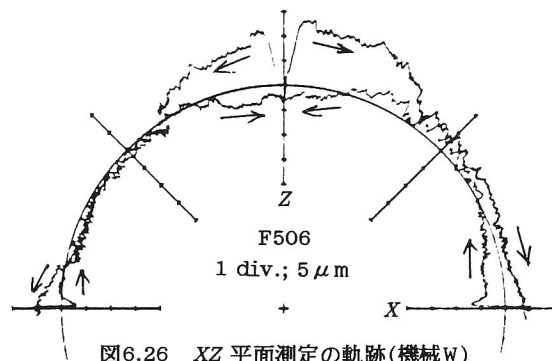


図6.26 XZ 平面測定軌跡(機械W)

(11) 機械X(横型MC・中型・セミクローズドループ方式)

本機について測定された運動誤差軌跡を図6.27～図6.29に示す。これらの図から、本機には次のような主な運動誤差と、その原因が存在すると診断できる。

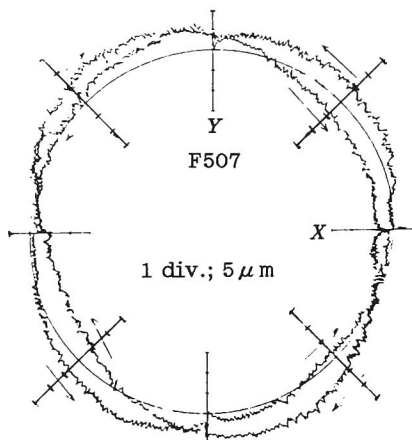


図6.27 XY平面測定軌跡(機械X)

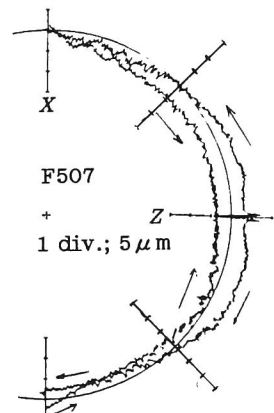


図6.29 ZX平面測定軌跡(機械X)

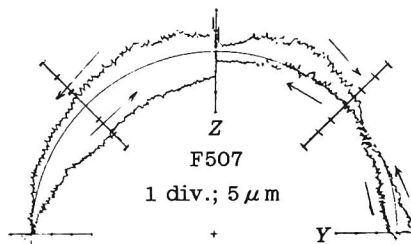


図6.28 YZ平面測定軌跡(機械X)

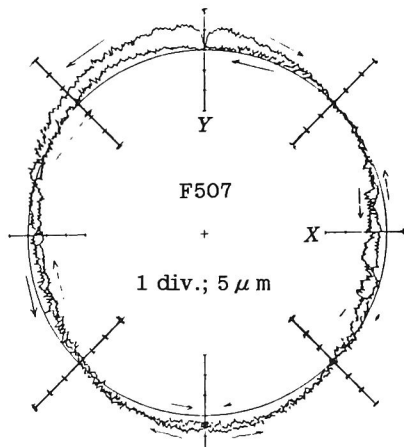


図6.30 XY平面測定軌跡
(機械X:調整後)

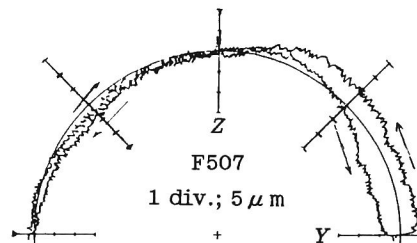


図6.31 YZ平面測定軌跡
(機械X:調整後)

- ① ロストモーションがX軸に $1\mu\text{m}$ 、Y軸に $3\mu\text{m}$ 、Z軸に $7\mu\text{m}$ が残存する。
- ② Y軸の位置ループゲインが他の軸より約2%過大である。
- ③ 直角度誤差がXY軸間に $6\mu\text{m}/200\text{mm}$ 、YZ軸間に $6\mu\text{m}/200\text{mm}$ 存在する。
- ④ X軸とY軸のスケール間に $5\mu\text{m}/200\text{mm}$ の不一致が存在している。

これらの誤差のうち、残存したロストモーションはバックラッシュ補正を増加させることにより補正でき、位置ループゲインも調整可能である。それらを修正した後で測定された軌跡を図6.30、図6.31に示す。象限切換時の段差がほとんどなくなり、双方向再現性も格段に改善されているが、直角度誤差とスケールの不一致は依然残存している。

6.4 結 論

本章では、運動誤差がNC工作機械の運動精度に及ぼす影響について整理し、DBB測定法を用いて測定したNC工作機械の送り運動の誤差軌跡から、運動誤差原因を診断する方法について研究した。その主な内容は次の通りである。

- (i) DBB測定によって得られた運動誤差軌跡から、順を追ってそこに認められる軌跡パターンを抽出し、機械の構造を考慮しながら、運動誤差原因を診断する方法を考案した。
- (ii) 約100台の各種NC工作機械を対象にDBB測定を行い、それによって得られる運動誤差軌跡から(i)の診断法を用いて軌跡パターンを抽出し、それをもとに機械の運動誤差原因診断を行ったところ、かなり明確に誤差原因が推定できた。

第7章 フィードフォワード補正による 運動精度の改善

7.1 緒論

工作機械におけるNC化率は年々高まる一方である。これは生産の自動化・省人化、および製品の多様化に対応するためである。それにつれてMCに代表されるNC工作機械による高速・高精度加工に対する要求も高まりつつある。また、単に生産性向上の要求からのみでなく、アルミニウム合金や亜鉛合金製の部品の生産が急激に増大していることもある。すなわち、これらの材料では工具損傷がほとんど問題にならないばかりでなく、高速切削になるほど仕上げ面あらさはよくなり、切り屑処理性もよくなる。また、これらの加工では切削加工が最終仕上げであることが多い。さらに、セラミック軸受の採用や潤滑法の工夫により主軸の $d \cdot n$ 値が 1.5×10^6 に達する高速運転が可能になり、デジタル技術の進歩により、10m/minに達する高速送りでの補間処理が可能になりつつあるという周辺状況がある。

ところが、高速送りの場合には、低速送りではさほど大きな運動誤差を生じない誤差現象も、非常に大きな問題となるものがある。すなわち、高速送り時にはスティックモーションによって円弧補間の運動方向逆転時(象限切換時)に突起をつくる問題や、制御系の遅れ要素による半径減少という問題が顕著に生じてくる。また、高速送りと低速送りとを併用するとロスモーションとバックラッシュ補正とのかねあいで円弧補間送りの方向逆転時に段差や突起をつくる問題が生じる。これらの現象は、DBB装置を用いることにより送り運動誤差を高速・高精度で測定できるようになったため、実際にはっきりと確認できるようになった。

最近のコンピュータやエレクトロニクス技術の進歩により、NCのCPUにおける演算速度の高速化が著しく、上記のような再現性のある誤差は簡単な形で数式化することができれば、これまでは技術的に補正が難しかったこともNCで補正を行うことが可能になってきた。すなわち、機械の基本的な運転に必要な処理時間が短くなった分だけ、付加的な機能(NC補正)を行わせて高精度加工を実現しようとするのである。

一方、誤差に十分な再現性があり、かつ、簡単なアルゴリズムで補正法を表現できれば、制御系のもたらす誤差以外のものでもNCで補正することが考えられる。たとえば機械部分の誤差として、ボールねじのピッチ誤差や送り系構成部品の取り付け不具合による

周期的誤差、真直度誤差、回転誤差、ロストモーション等が挙げられる。回転誤差のように複雑な挙動を示すものの以外は理論的にはNCによる補正が可能と思われる。近年、機械構造の改善や高精度化によって、これらの誤差は少なくなっているが、さらに高精度化が望まれている現在、機械の改善だけでは限界がある。また、機械の生産にかかるコストとのかねあいもあり、安価なNC補正は要望されている。

既存のNCにも機械部分の誤差を補正するもっとも初歩的な機能として、ボールねじピッチ・スケール誤差を補正するピッチエラー補正や、運動方向反転時のギアやボールねじのガタによる誤差を補正するバックラッシュ補正といった機能が備わっており、一般に使用されている。これらは、構成部品単体の加工誤差が原因であるため、運転条件によらず再現性が非常に高いため、補正アルゴリズムが単純であった。しかし、現在必要とされる補正機能は、運転状態によって補正量の最適値を求めたうえで行わなければならない。

この中のひとつにロストモーションの補正がある。これが機械の運動精度に及ぼす影響は見かけ上バックラッシュと同じであるが、運転条件によって大きさが異なり、経年変化がみられるため、バックラッシュと区別される。このように再現性がないにも関わらず、現状では一定量のバックラッシュ補正により補正せざるを得ず、補正効果に限界があった。

そこで本研究では、高速送り時に特に問題となる制御系の遅れ要素による円弧補間時の半径減少、スティックモーション、ロストモーションの各誤差を中心に、直角度誤差・案内形状等に起因する真直度誤差や周期的誤差についても、従来から用いられているNC装置に適用するため、指令1ステップごとに逐次処理し補正する方法を検討した。さらに、実機上で確認実験を行い、補正の効果を実際に調べた。

本章の概要は以下のとおりである。

まず、7.2節では、各誤差の生成機構を補正を行うという見地から見直し、NC補正により補正するアルゴリズムを考案した。7.3節および7.4節ではNCにその機能を組み込み、実機において確認実験を行った。

7.2 NC補正の考え方・アルゴリズム

7.2.1 半径減少補正

(1) 半径減少補正の考え方

5.2.4項で述べたようにNC工作機械はスージング回路・サーボ機構を送り駆動系の構成要素として持っているために、運動の際には常にこれらの影響による遅れ要素を伴う。ところで、運動している軸が全て同じだけの時間的遅れを持っているので、直線補間運動

の際には輪郭形状には全く影響しない。ところが、円弧補間時には遅れ要素の影響が半径減少となって現れ、輪郭形状に誤差をもたらす。

そこで、NC装置の円弧補間時に制御系の遅れ要素が原因となって起こる半径減少誤差について半径量を補正する方法で、半径減少補正を試みた。なお、高速・高精度の加工を想定して、経路の変化率連続(折れ曲がらない)・一定送り速度という条件での補正法を検討した。この条件を念頭において、直線→円弧、円弧→直線、円弧→円弧の各場合について、シミュレーション及び確認実験を行い、その結果をもとに加工条件の検討を行った。

(2) 補正アルゴリズム

NC装置は円弧補間を行う際には、指令半径をもとに三角関数を用いて移動増分量を算出している。そこで、補間の際に減少量を見込んで指令半径に加える方法を用いた。ところで、指令と指令の間の曲率の変化も考慮して補正を考えた方が継目の誤差は小さくなるが、補正のシステムが非常に難しくなるので、ここでは全ての場合を同じ方法で補正する方法を用いた。具体的には、式(5.10)で求められる定常半径減少量 ΔR_{th} を指令半径 R に加えて補間を行うようにした。また、最初と最後の補間の時には ΔR_{th} に係数 k_{nf} 、 k_{ni} を乗じたものを用いて、継目の誤差を小さくするように係数を定めた(図7.1参照)。

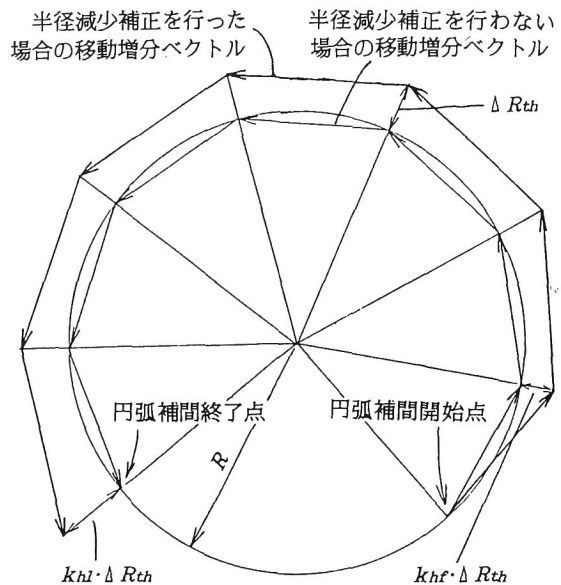


図7.1 半径減少補正の方法

7.2.2 スティックモーション補正

スティックモーションを減少させるためには、モータの負荷のステップ状の変化に対する制御系の遅れが原因であるので応答性を上げればよいが、あまりループゲインを上げるとハンチングが生じる。一方、スティックモーションの補正法については、アナログ回路の速度ループ内の積分コンデンサの極性をボールねじ反転指令時に反転させた結果が報告されているが、かえって逆方向に誤差を生じており必ずしも良い結果を得られていない⁴⁷⁾。そこでここでは、5.4.6項で得られた実験結果と原因過程に基づいてスティックモーション補正について検討した。実際には、ボールねじが実際に反転するのとはほぼ同時に、速度ループ内の積分要素の符号を反転させて電機子電流の指令値を強制的に反転する

ような操作を行って補正する方法を考案した。具体的には、速度ループ内の積分要素をボールねじ反転指令から約21.3ms(可変)後にその一部(可変)を反転させる操作を行った。図7.2にその理論的に期待されるモータの出力トルクの変化を示す。

7.2.3 ロストモーション補正

(1) バックラッシュ補正とロストモーション補正の相違

ロストモーションはセミクローズドループ制御方式のNC工作機械についてのみ現れ、クローズドループ制御方式では現れないことが知られている。クローズドループ制御方式は、摺動体の位置を制御系にフィードバックするため、位置検

出器の分解能の2～3倍程度の位置決め精度は保証され、高精度加工には有利であるが、機械的な要素が制御ループの中に含まれるためゲインを上げると系が不安定になり、また検出器のパルス周波数に限界があることから高速加工には適さないものである。これに対して、速度制御をPI制御からI-P制御に変えることにより安定的にゲインを高める方法も報告されているが⁴⁸⁾、まだ一般的ではない。そのうえ、クローズドループ制御方式は、非常に高価であるため、現在ではセミクローズドループ制御方式が主流である。

セミクローズドループ制御方式は、サーボモータの回転角を位置に換算して制御系にフィードバックするため、制御ループ内に機械的な要素が含まれないので、ゲインを高く設定できる。しかし、摺動体の位置は検出しないため、ロストモーションに代表される送り駆動系における誤差が残り、高精度加工には若干問題がある。したがって、NCによる誤差補正が要求されている。

ところで、従来のNC装置にも運動方向反転時に一定の補正パルスを加えるバックラッシュ補正という機能がある。これは元来、送り駆動系に存在するガタの補正用に関与され、一般に使用されている。ロストモーションをバックラッシュ補正で一定量だけ補正している現状では、ある条件下では確実にロストモーションを打ち消すことができているが、経年変化等により条件が変わると(端的には送り速度が変わると)補正量の過不足が生

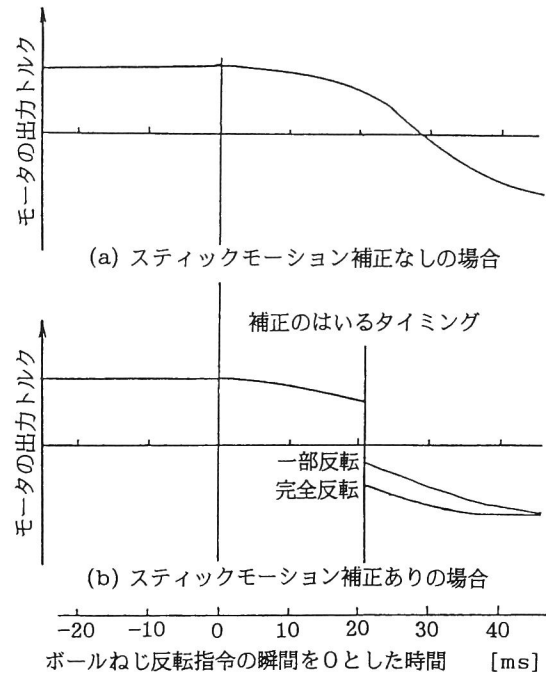
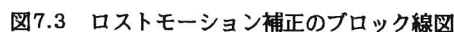


図7.2 スティックモーション補正によって期待されるモータ出力のトルクの変化

そこでここでは、5.4.5項で得られた、「ロストモーションは送り駆動系が摺動抵抗により弾性変形することによって生じ、その大きさは摺動抵抗に比例する」という結果を用いて、ロストモーションを補正する方法について研究することとした。

まず、機械のサーボモータの出力トルクとロストモーション量の関係を示す直線の傾きの1/2をパラメータ(補正係数)として設定することにより、NCのサンプリング時間ごとにフィードバック電機子電流値をロストモーション量に変換する。フィルタでは過去にサンプリングしたデータを平均化する。フィルタの出力からオフセット量(ドグ式原点復帰



時のロストモーション量)を引いたものをリミッタに送り、過大でないかチェックする。このオフセット量は、カウンタバランスなしの立型MCのZ軸のように出力トルクの符号が運動方向によらず一定の場合を想定したもので、立型MCのX, Y軸で行う次節以降の実験では必要がなく、0に設定している。

リミッタの出力は運転状態によって以下のように異なるタイミングで、ロストモーション補正量としてそれまでのものから更新される。そして、更新前後の補正量の差だけ指令値よりも余分に機械を移動させることにより補正を行う。

直線補間・早送り時には停止時、すなわち指令速度=0を検出してからパラメータで設定した時間後に補正量を更新する。もし、運動方向反転時に停止しない場合は更新せずに、それまでのロストモーション補正量の符号を変えて用いる。したがって、ロストモーション補正を有効に働かせるには、運動方向反転時には必ずドウェルを設定しなければならない。

円弧補間時には反転時に指令速度=0を検出すると補正量を更新する。また、直線補間と同様に停止後パラメータで設定した時間後にも更新し、その後運動方向が反転すると補正量の符号を変える。

手動送り(ハンドル・ステップ・ジョグ)の場合も停止すればパラメータで設定した時間後に補正量を更新し、送り方向が変われば補正量の符号を変える。

7.2.4 直角度誤差・真直度誤差の補正

DBB装置でMCの運動精度の測定を行うと、大部分の機械にはかなりの大きさの直角度誤差の存在が認められる。さらに、中型・大型機械では真直度誤差の存在が認められる。これらの誤差を機械的に直そうとすると、一般に機械を分解し、摺動面などの摺り合わせのやり直しといった工程が必要で、現実問題として異常に大きな誤差がない限りなされない。そこで、それらの作業を必要としないNC装置を用いた直角度誤差と真直度誤差を修正する方法について検討した。

3次元座標測定機には一定間隔毎に位置の誤差を測定し、その結果をもとに誤差補正用のテーブルを作成して、表示する際にこの値を加える補正システムがすでに研究されている^{23), 28)}。また、ここ数年のNC装置にも採用されている直角度誤差・真直度誤差補正は、補正を働かせる軸を等間隔に区切り、各点で他の2軸方向の補正量を設定し、その間は直線近似によって補正量を求め、指令値に加える方法である⁴⁹⁾。

第4章で述べたように回転誤差は一般に運動方向等の影響を受けやすいので、ここでは回転成分を除いた真直度誤差のみの補正 e_{iJ} ($i=x, y, z; J=X, Y, Z$)を考えることにする。このうち、 e_{iJ} は、スケールおよびボールねじピッチなどに起因する位置決め誤差

で、既存のNC装置にピッチエラー補正として、この誤差の補正機能は備えられている。そして、残りの6個の誤差成分 e_{ij} ($i,j \neq xX, yY, zZ$)が、ここで補正対象としている真直度誤差(直角度誤差を含む)である。

そこで、補正方法としては先の過程より i 軸の誤差成分は i 軸の位置で決まるので、 i 軸の位置を参照して補正要素を指令位置に加える方法を用いた。既存のNC工作機械にはある軸の位置に応じてその軸に存在する誤差を補正するピッチエラー補正という機能が一般に備えられている³⁹⁾ので、これを利用した。図7.4に誤差と補正の概念図を示す。図の中で、 X, Y, Z はピッチエラー補正を施した各軸を示し、' (prime) を付した軸は真直度誤差補正後の各軸を示している。また、直角度誤差は真直度誤差から2次以上の高次成分を除いたものである。この場合の誤差と補正の概念図を図7.5に示す。

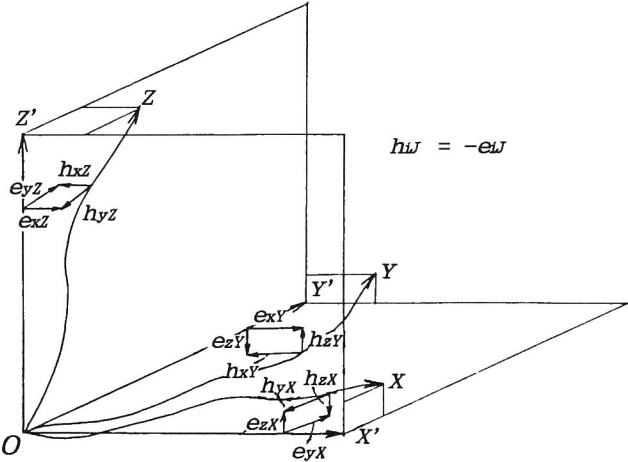


図7.4 真直度誤差とその補正の概念図

また、ロストモーションによりこれらの補正の有効性が半減されることは明らかである。すなわち、図7.6に示すように基本軸(図では X 軸)の運動方向の反転などにより、補正量(C_y)の増分値の符号が変わると、補正軸(Y 軸)の運動方向が反転するため、このときロストモーションが生じ、補正量の増分値がロストモーション量を上回るまで補正軸(Y 軸)方向に移動しなかった。図7.3のアルゴリズムから、ロスト

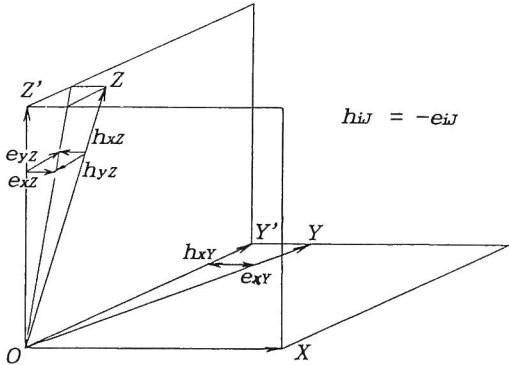


図7.5 直角度誤差とその補正の概念図

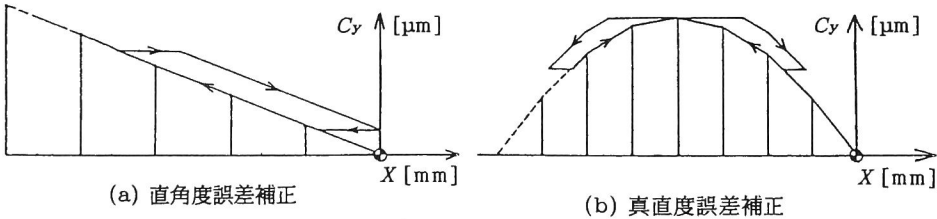


図7.6 ロストモーションが生じているときの直角度誤差補正・真直度誤差補正

モーション補正は直角度誤差・真直度誤差補正の後で指令速度を検出し、補正量を指令値に加えるので、両補正は連動して行える。そこで、ロストモーション補正をこれらと連動させることによる機械の運動精度の向上を以下に述べる実験により検討することとした。

7.2.5 周期的誤差の補正

(1) 考え方

ロストモーションと同様にセミクローズドループ制御方式では生じるが、同じ機械をクローズドループ制御方式にすると生じなくなる誤差として、図7.7に示すような周期的誤差がある。

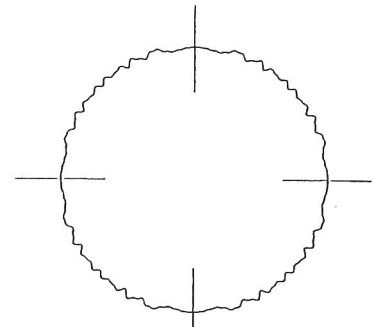


図7.7 周期的誤差

セミクローズドループ方式では、運動中のサーボモータの回転角はフィードバックループ内にあるが、摺動体の位置はループ外にあるので、ボールねじの加工誤差や取付誤差によって軸方向の位置の誤差が生じる。

ただし、この誤差は一般に小さく、ボールねじの1ピッチ内で生じるので、例えば20mmピッチのステップゲージを用いた、これまでの1軸方向の位置の間欠的な測定では、測定間隔を細かくしても十分な精度で測定できなかった。ところが、他の誤差を克服した高精度な工作機械の同時2軸制御(特に円弧補間送り)においては2軸の周期的誤差が重なるので顕著に現れる。そのため、これは位置決め精度よりも輪郭精度に影響するものである。DBB法のように連続的な測定を行ってはいじめて、この誤差を測定できるようになった。

現在のNCに組込まれている、位置決め精度を向上させるためのピッチエラー補正は、これまでの方法で測定した測定間隔ごとの位置決め誤差、すなわち測定間隔内の周期的誤差の累積値と測定位置の機械座標を用いて補正を行うものであるから、周期的誤差は補正できない。

本章では、ピッチエラー補正を用いてこのセミクローズドループ制御方式NCで生じる周期的誤差の補正を試み、最適な周期的誤差の補正法を提案する。

(2) ピッチエラー補正を用いた周期的誤差の補正

機械のX軸、Y軸に生じている周期的誤差を式(7.1)で表される正弦波であると仮定し、これをボールねじピッチ当たり8点で近似して各点の値をピッチエラー補正量として設定する。機械PのNCによるピッチエラー補正は、図7.8に表されるように、分割点の間も直線近似によって常に補正量を求めて、補正する(内挿式ピッチエラー補正)。このとき、直線近似によって求められる補正量と正弦波との差は最大で片振幅の7%である。

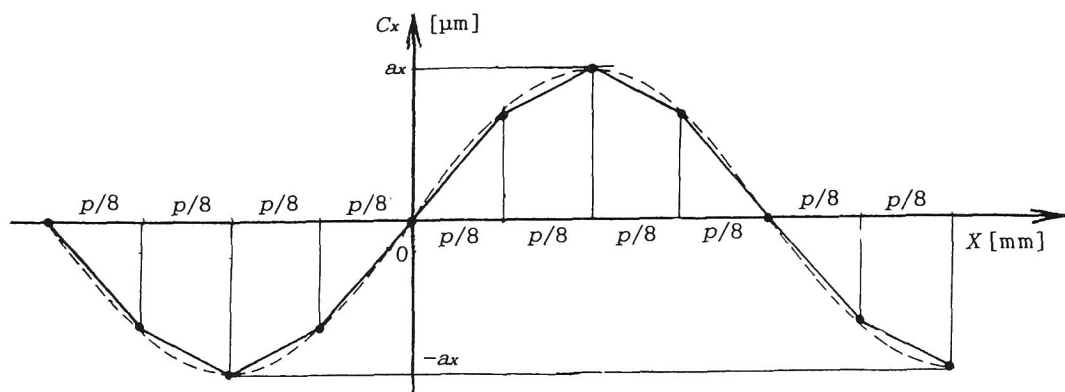


図7.8 ピッチエラー補正量

$$C_x = \delta_x \sin\left\{2\pi\left(\frac{X}{p} + \phi_x\right)\right\}$$

$$C_y = \delta_y \sin\left\{2\pi\left(\frac{Y}{p} + \phi_y\right)\right\} \quad (7.1)$$

ここで X, Y : 円弧補間中心から見た位置[mm]、 p : ボールねじピッチ[mm]

δ_x, δ_y : 誤差の片振幅[μm]、 ϕ_x, ϕ_y : 円弧補間中心での位相(0~1)

7.3 実験装置と方法

7.3.1 被測定機械

本章で実験に使用した機械は、第5章で各誤差の生成機構の解析に使用した機械O(セミクロースドループ方式・小型の門型MC)、機械P(セミクロースドループ方式とクロースドループ方式両用・中型の立型MC)である。機械Oは半径減少補正とスティックモーション補正に、機械Pはそれ以外の補正に使用した。

機械の仕様や特別な機能などの詳細は5.3章を参照されたい。

7.3.2 半径減少補正

(1) 運転モデル

この半径減少補正では、アルミニウム製の金型切削や仕上切削といった高精度加工を想定し、経路の変化率連続・一定速度という条件下での補正を狙った。これに基づいて、シミュレーション及び確認実験では次に示す3つのタイプの運転モデルについて行った。

タイプ1: 直線→円弧→直線

タイプ2: 円弧 R_1 (CCW)→円弧 R_2 (CCW)

$\rightarrow \text{円弧 } R_2(\text{CW})$

(a) タイプ 1 : 直線 \rightarrow 円弧 R (CCW)
 \rightarrow 直線

(b) タイプ 2 : 円弧 R_1 (CCW) \rightarrow 円弧 R_2 (CCW)

(c) タイプ 3 : 円弧 R_1 (CCW)
 \rightarrow 円弧 R_2 (CCW)

図 7.9 運転モデルタイプ

図7.9 運転モデルタイプ

(2) シミュレーション

シミュレーションには図7.10に示すように、実験に用いたMCとほぼ同じ特性を持つシステムを用いた。このとき、 $T_s = 30\text{ms}$ 、 $T_p = 20\text{ms}$ である。これを用いて定常半径減少率を求めた結果を図5.9に一点鎖線で示した。これは先に連続系として求めた値よりやや小さくなっている。この原因は、連続系として扱ったかサンプリング系として扱ったかの差によると考えられる。そこで、シミュレーションに用いる定常半径補正量 ΔR_{sim} は、

$$\Delta R_{sim} = 0.902 \times \Delta R_{t.b}$$

を用いた。

次に、この値を用いて、運転モデルタイプ1, 2, 3を通じて継目の誤差が最小となるように、最初と最後の補間時に乗じる係数を決めた結果を表7.1に示す。また、 $T_s = 30$

表7.1 T_s による係数 K_{nf} , K_{nl}

$T_{\mathrm{e}}[\mathrm{ms}]$	$K_{\mathrm{h},\mathrm{r}}$	$K_{\mathrm{h},\mathrm{l}}$
10	0.7	1.25
20	0.5	1.5
30	0.25	1.75
40	-0.2	2.0
50	-0.3	2.3

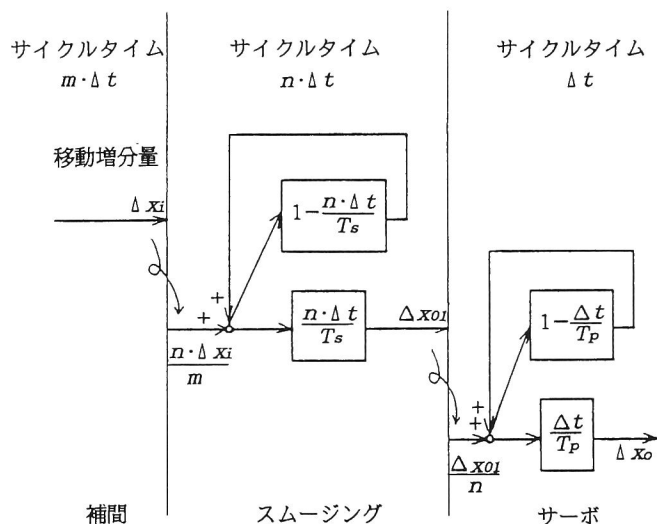


図7.10 シミュレーションに用いたシステム

ms, $T_p = 20\text{ms}$ のときの補正值
を図7.11に示す。

(3) 実機上での実験

NCの内部データである、各軸のエンコーダからのフィードバック値による確認実験を行った。このエンコーダの値はモータ位置でのボールねじの回転角度で、テーブル・摺動体の位置とほぼ等しいと考えてよく、ここでは特に制御系の遅れ要素の補正を問題として

いるのでこの値をとることは十分妥当である。この方法では5~10mmという小さい半径での円弧補間時の挙動を調べた。時定数はこの機械の標準値、 $T_s = 30\text{ms}$, $T_p = 20\text{ms}$ を設定した。

また、150mmという大きい半径で、運転タイプ1での挙動をDBB装置を用いて調べた。これによると、主軸とテーブル位置での実際の動きが測定できる。

7.3.3 スティックモーション補正

機械Oを使用して、NCのZ軸キャンセルの機能を用いて、X軸だけを円弧補間と同じ運動をさせ、その動きを別置の光学スケールで測定した。また、DBB装置を用いて主軸とテーブル位置での実際の動きを測定した。

7.3.4 ロストモーション補正

機械PのY軸についてロストモーション補正の確認実験を行った。その際、補正係数として、図7.12に示すロストモーション量と出力トルクの関係から得られ

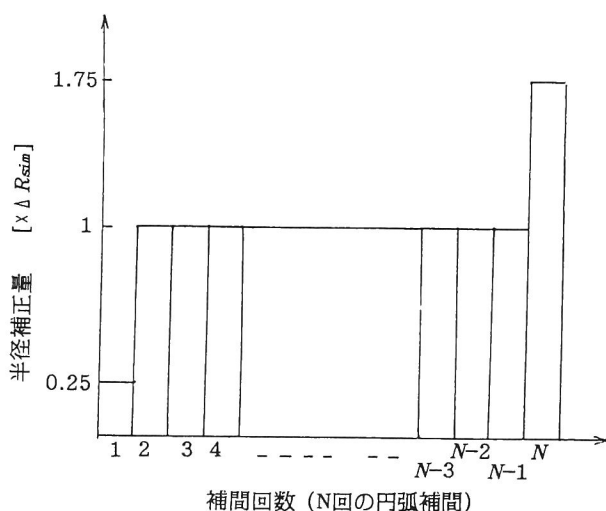


図7.11 シミュレーションに用いた補正值

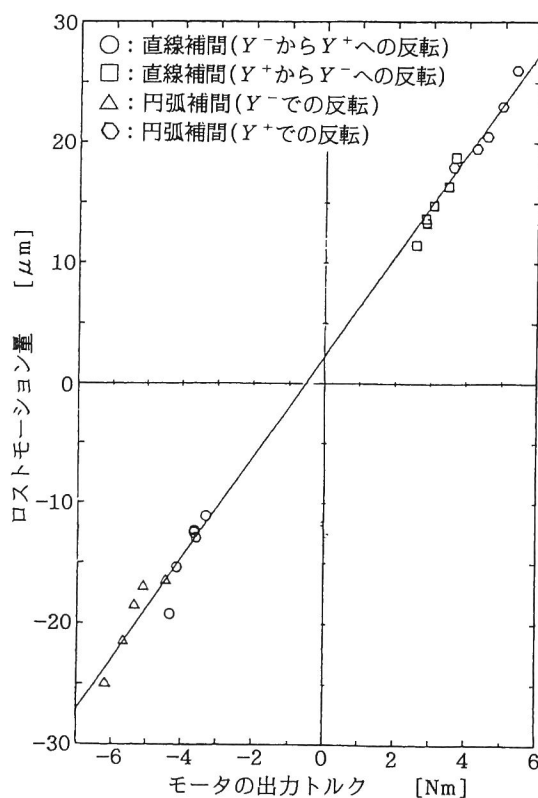


図7.12 換算係数の導出

た直線の傾きの1/2である $2.0 \times 10^{-3} \text{N}^{-1}$ を用いた。なお、ロストモーション補正を用いる場合は、5.3.2項で述べたNCの内部データ記録機能により、ロストモーション補正量やフィルタの出力なども検出することができる。

まず、5.4.5項と同様に各送り速度に対してロストモーション量を測定した。

さらにDBB測定によって補正の効果を確かめた。測定開始位置を運動軸方向からずらし、ロストモーション補正ありの場合は連続2周にわたって円弧補間を行い、その間DBB測定を行うことにした。

7.3.5 直角度誤差・真直度誤差の補正

機械Pの直角度誤差・真直度誤差は小さいので両補正を働かせたときに設定どおりの誤差が生じることによって補正の効果を確認する。

図7.13に示すようにY軸に平行に置いた直角定規と主軸頭に取り付けた電気マイクロメータでX軸送りに対するY軸方向の動きを測定し、ペン書きレコーダで記録する。X軸送りは直角定規のほぼ中央の300mmの範囲内を2往復するものとする。図7.14に示した、100mmにつき $-12 \mu\text{m}$ の直角度誤差補正と $C_y = -1.3 \times 10^{-3} \times (X + 650)^2 + 30 [\mu\text{m}]$ で表さ

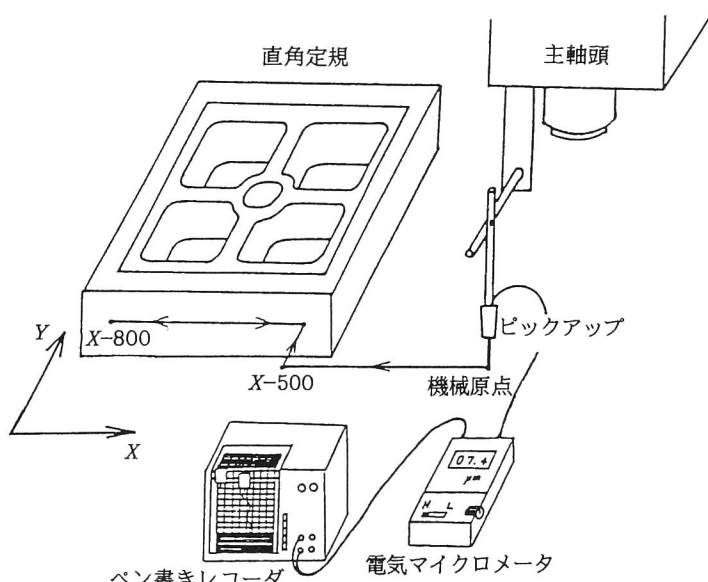


図7.13 直角度誤差・真直度誤差補正との運動についての測定装置

れる2次の真直度誤差補正を働かせ（ただしX [mm]は機械座標であり、測定範囲の中央が-650である）、補正なし、お

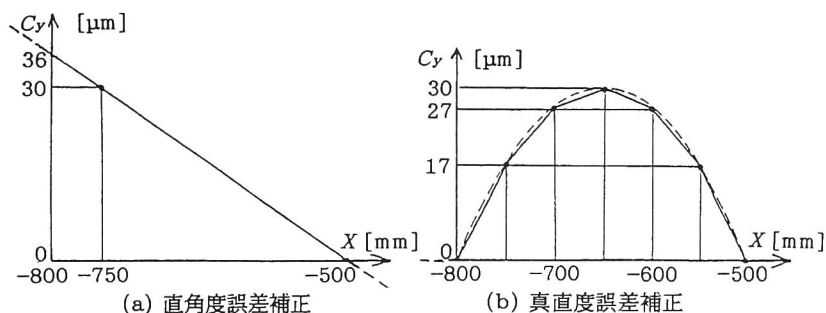


図7.14 与えた直角度誤差補正と真直度誤差補正

よびロストモーション補正ありの場合について、上述の方法によってY軸方向の動きを測定する。また、比較のためにバックラッシュ補正を働かせた場合についても測定する。

7.3.6 周期的誤差の補正

7.2.5項で述べたピッチエラー補正を機械Pに対して働かせ、その効果をNCへのフィードバック位置とDBB測定で確認する。

5.4.7項で行ったDBB測定によって、機械PのX軸、Y軸にはボールねじピッチ(10mm)と同じ周期で片振幅 $0.5\mu\text{m}$ の周期的誤差が生じていることがわかった。また、円弧補間中心での位相もDBB法によってX軸、Y軸ともに0.125と求められる。そこで、式(7.1)に $\delta_x = \delta_y = 0.5[\mu\text{m}]$, $\phi_x = \phi_y = 0.125$, $p = 10[\text{mm}]$ を代入し、1.25mm間隔の分割点ごとに補正量を求めて、ピッチエラー補正を設定した。設定した補正量を図7.15に示す。

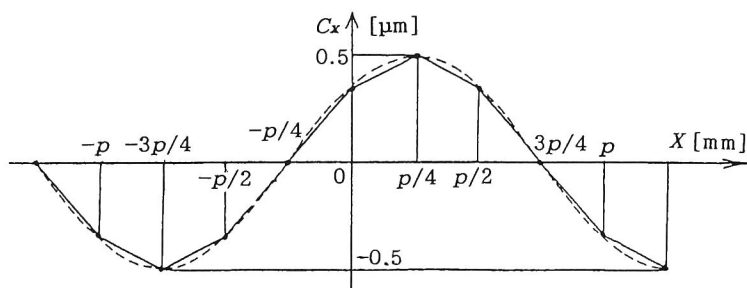


図7.15 ピッチエラー補正量

7.4 実験結果と考察

7.4.1 半径減少補正

(1) シミュレーションの結果

7.3.1項で設定した条件で半径減少補正をかけて、運転モデルタイプ1, 2, 3についてシミュレーションを行った結果を図7.16に示す。図中、円弧の部分は極座標表示、直線の部分は中心が円弧と同じ側にある半径無限大の円として表示している。図からわかるように、指令の継目付近を除く位置では誤差はなくなった。一方、指令の継目付近では指令半径に対して $5\sim 8\mu\text{m}$ 程度の誤差を生じている。次に、半径補正をかけなかった時の運転モデルタイプ1, 3のシミュレーション結果を図7.17に示す。送り速度 $F = 1325\text{mm/min}$ の時には、半径減少量が約 $58\mu\text{m}$ 程度存在する。従って、半径減少補正の際に指令の継目の誤差が指令半径の内外に生じていることを差し引いても誤差が1/5程度に減少したといえる。

(2) 実機上でのエンコーダフィードバック値による確認実験

まず、実験に用いたMCの定常半径減少量 ΔR_{mes} を求めるため、補正なしの円弧補間運動をさせてエンコーダの値をみると、シミュレーションの値よりやや小さく、

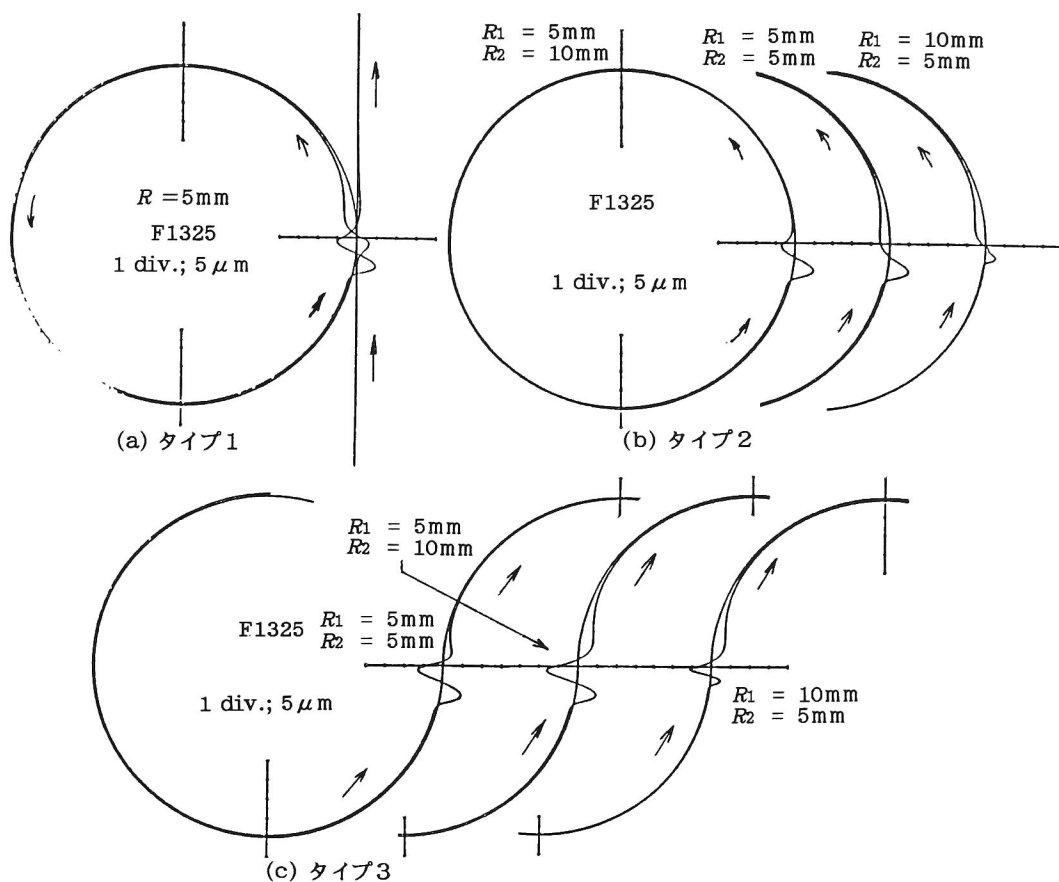


図7.16 半径減少補正を行った場合の誤差軌跡のシミュレーション

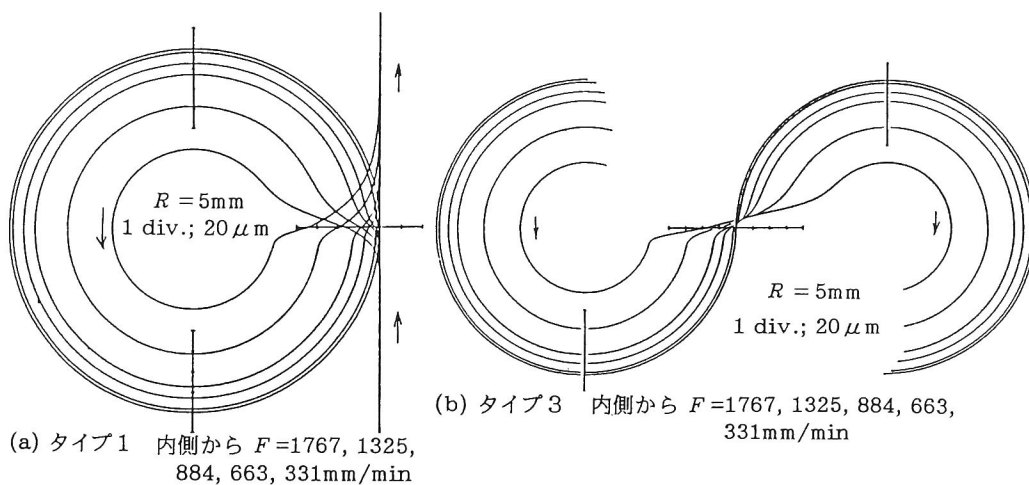


図7.17 半径減少補正を行わない場合の誤差軌跡のシミュレーション

$$\Delta R_{mes} = 0.82 \times \Delta R_{th}$$

であった。これはシミュレーションに用いた系では、速度ループ・位相補償などを省いたことによると思われる。なお、エンコーダの値での実験より測定した半径減少率を図5.9に破線で示した。また、図7.18に実験で用いた半径減少量補正の値を示す。

上で求めた半径減少量をもとに、補正をかけて運動モデルタイプ1, 2, 3について実験を行った結果を図7.19に示す。タイプ1はシミュレーションの結果とほぼ一致しており、指令の継目付近を除く位置ではほぼ半径減少は

なくなった。いっぽう、指令の継目の位置ではシミュレーションと同じように、内外へ約

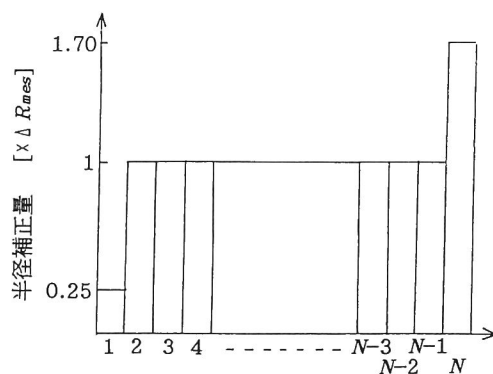


図7.18 実機上の実験に用いた補正値

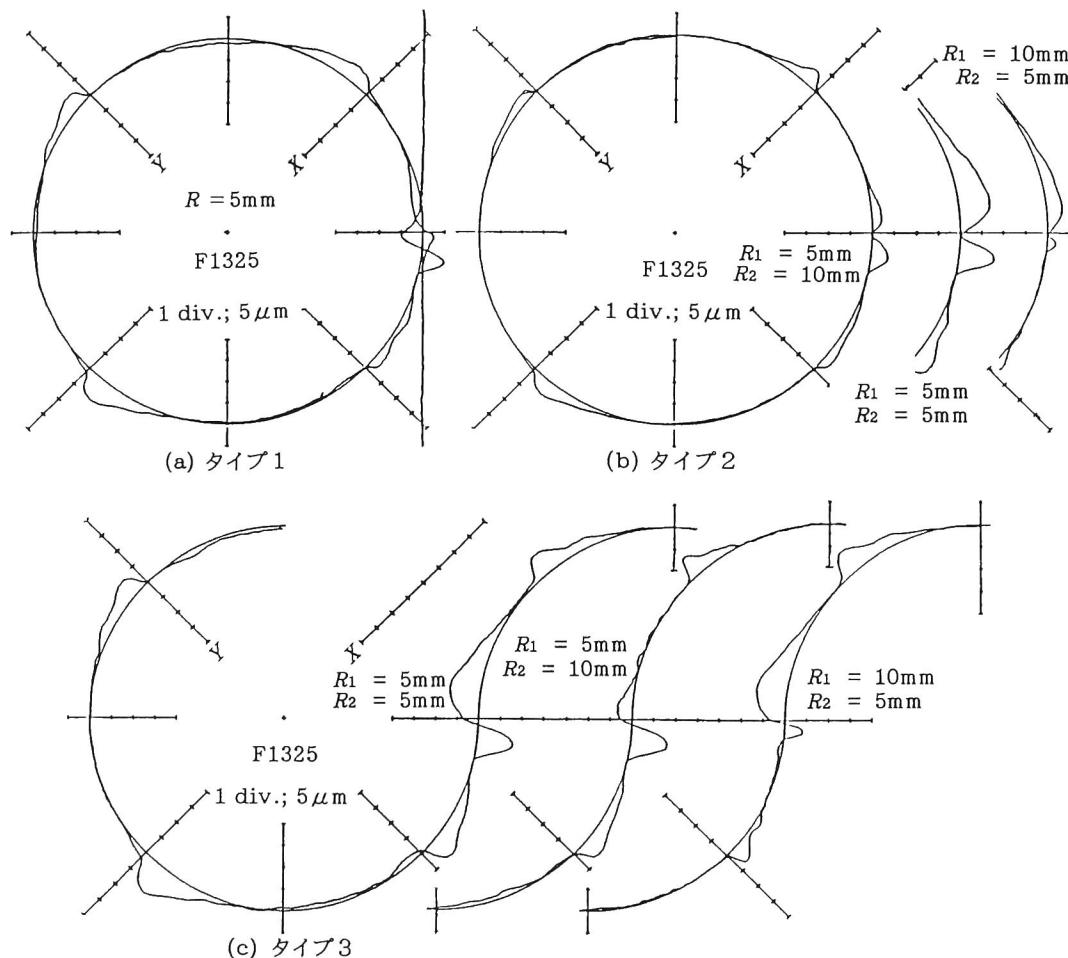


図7.19 半径減少補正を行った場合の実機上での誤差軌跡

5 μm の誤差を生じている。なお、X、Y軸の象限切換の際に誤差を生じているが、これはスティックモーションによるものである。次に、タイプ2、3の実験結果は指令の継目付近でシミュレーション結果と若干異なる。これは実験に用いたMCの補正システムに一部不備(注)があり、指令と指令との継目に各軸0.1 μm の接線方向の直線補間指令を設けた影響によると思われる。一方、半径減少補正をかけない場合の測定結果を図7.20に示す。タイプ1、3についてはいずれも補正後の誤差は補正前に比べて少なく見積もっても1/5程度になり、半径減少補正の有効性を確認できた。一方、タイプ2において R_1 と R_2 がほとんど同じ大きさの時には、場合によっては補正をかけないほうが誤差の小さいこともある。しかし、一般の加工はタイプ1、2、3が混在しており、全体の加工精度はこのタイプ1、2、3の中で一番悪い精度で決定される。いま、タイプ1、2、3での誤差の大きさはほぼ同じと考えてよいから、補正システムとしては、タイプ2についてもこのままで特に問題にならないと思われる。

【注】 NC工作機械の円弧補間送りでは、指令半径、送り速度と1回の内挿時間に移動する角度から補間操作をして、移動増分ベクトルを計算している。また、最終の補間では、最終補間の一つ前の補間における指令位置から指令で与えられた終点へのベクトルを計算している。ところが、ここで示した半径減少補正法では最終の補間時にも補正を加えている。このため、指令の終点と補正を加えた場合の最終点の差を修正ベクトルとして、次の指令の最初の補間時に加える必要がある(図7.21参照)。直線補間の場合はこの操作が行われている。しかし、円弧補間の場合は円の中心と終点に修正ベク

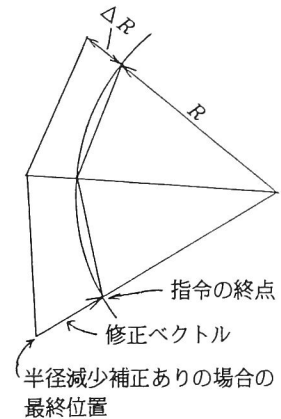


図7.21 修正ベクトル

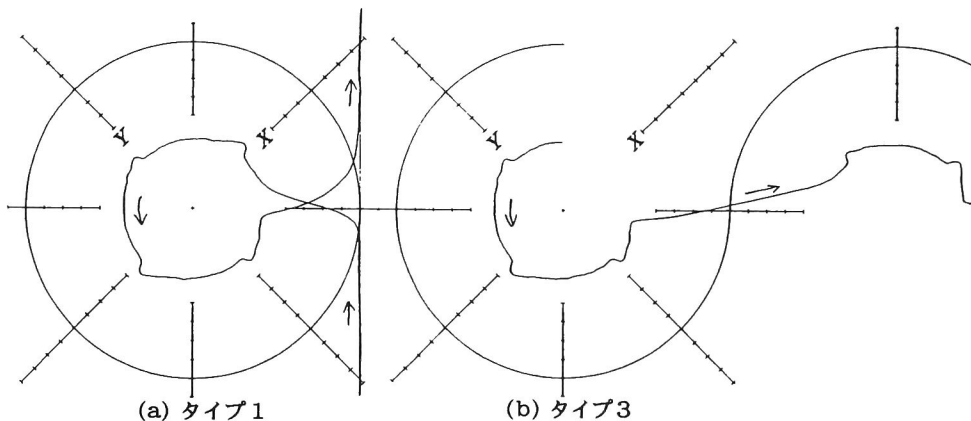


図7.20 半径減少補正を行わない場合の実機上での誤差軌跡(エンコーダフィードバック値)
 $R = 5\text{mm}$, $F = 1325\text{mm/min}$, 1 div.; 10 μm

トルを加える操作が抜けているために、円弧→円弧の指令を行うと修正ベクトル分だけ、位置が移動してしまう。

図7.19、図7.20をみるとスティックモーションの誤差が目につくが、後述のスティックモーション補正を用いて測定した結果を図7.22に示す。小半径・高速送りという非常に厳しい運動条件なので、完全にスティックモーションの影響を取り除くことはできないが、半径減少補正の継目の誤差と同程度までスティックモーションの誤差を小さくできた。

図7.23は、タイプ1について準備機能(G指令)レベルの半径減少補正、すなわち、指令の継目で半径減少量だけ半径方向に直線補間で移動させて半径減少補正を行った結果である。これを見ると、定常半径誤差はないが指令の継目に大きな誤差を生じている。また、半径と送り速度に応じて個々に計算する必要があるが、補正操作が複雑なので本研究で考案した補正法のほうが優れているのは明らかである。

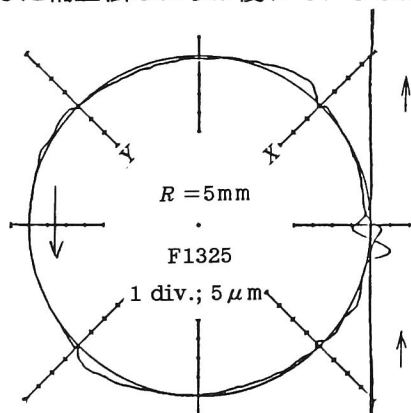


図7.22 スティックモーション補正も同時に行った場合の誤差軌跡

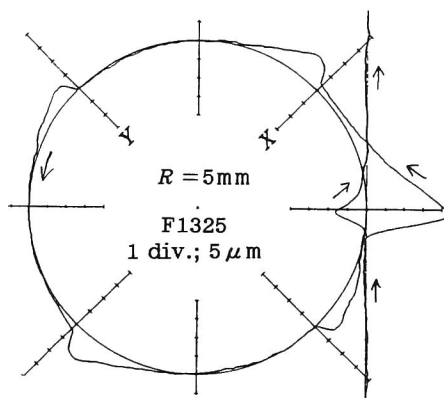


図7.23 Gレベルでの補正を行った場合の誤差軌跡

(3) DBB測定による確認実験

図7.24(a)は半径減少補正ありの場合、同図(b)は半径減少補正なしの場合の運動誤差軌跡である。半径減少補正なしの場合では、 $F=3000\text{mm/min}$ の場合は $F=500\text{mm/min}$ に比べて約 $10\mu\text{m}$ の半径減少があるが、補正ありの場合では半径減少が見られなくなった。なお、図7.24(a)中のY-位置で異なる送り速度の軌跡がずれているのと、同図(b)中のY-位置で異なる送り速度での軌跡の差が小さくなっているのは、ボールねじとテーブルとの間の機械的な部分の誤差と思われる。以上より、テーブル上の位置でも半径減少補正の機能が期待されたように機能していることが確認できた。

(4) 誤差と加工条件

半径減少補正の結果、指令の継目付近を除く位置では半径減少誤差は見られなくなった

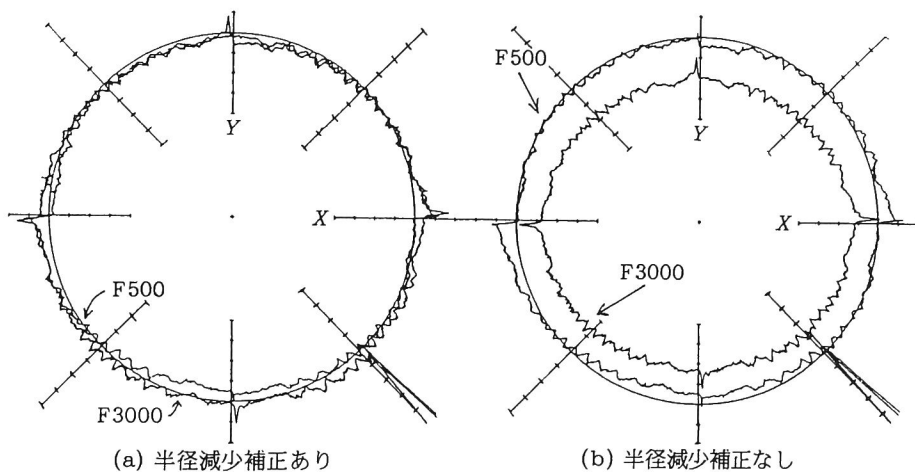


図7.24 DBB測定による運動誤差軌跡(CCW, $R = 5\text{mm}$, 1 div.; $5\mu\text{m}$)

が、指令の継目で誤差を生じる。この誤差は、種々のシミュレーションを行った結果、補正をかけない時の半径減少量にほぼ比例したので、式(5.10)から、

$$\frac{\Delta R}{R} = k\omega^2 = k\left(\frac{F/60}{R}\right)^2 \quad k: \text{係数} \quad (7.2)$$

になる。従って、いま加工誤差に ΔR_s 以下であるという条件を設定すると加工半径から送り速度が制約される。いま、 ΔR_s を指令形状からの許容運動誤差として、運動モデル 1 において、 $\Delta R_s = 2.5\mu\text{m}$, $\Delta R_s = 5\mu\text{m}$ に設定したとすると、それぞれの場合の加工条件限界曲線は図7.25に示したようになる(限界曲線の下側が加工条件域)。図7.25中の点A, B, C, D についてNCのフィードバックによる誤差軌跡を図7.26に示す。結果は式(7.2)で与えられる値とほぼ一致していることが確認された。一方、半径減少補正をかけなかったとき、半径減少量を許容運動誤差として、両振幅で $\Delta R_s = 5$

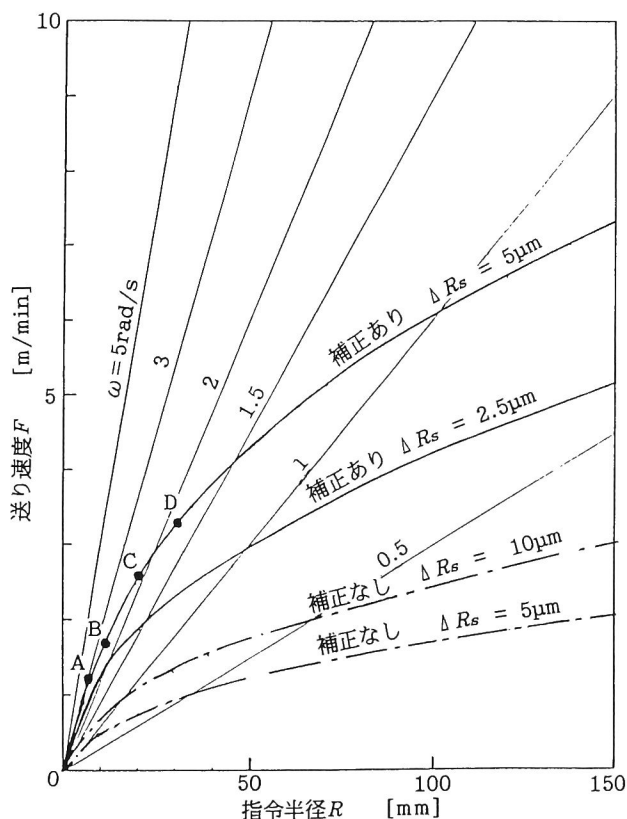


図7.25 指令半径と許容される送り速度の関係

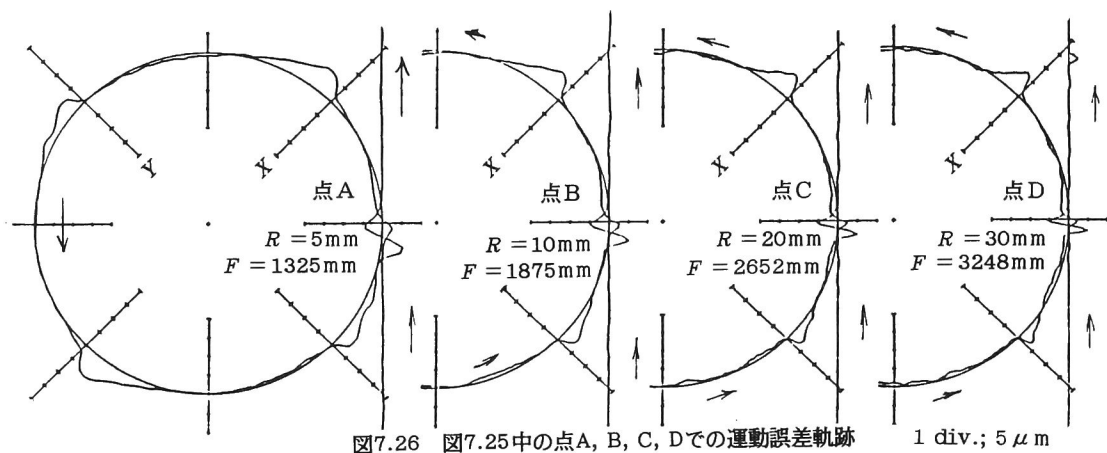


図7.26 図7.25中の点A, B, C, Dでの運動誤差軌跡

1 div.; 5 μm

μm, $\Delta R_s = 10 \mu\text{m}$ としたときの加工限界曲線を図7.25に示す。これより、同じ加工精度を設定した場合、半径減少補正を行うと加工能率が非常に向上することがわかる。

加工条件は、加工される被削材の材質(特に硬さ)と要求される仕上げ面あらさ R_o 、使用する工具の半径 r 、突き出し量、材質及び主軸の最高回転数 N_o によって制約される。すなわち、工具の振動による影響を無視すると、仕上げ面あらさ R_{max} は、

$$R_{max} = s^2 / 8r \leq R_o \quad ; \quad s \text{は一刀当たりの送り} [\text{mm/tooth}] \quad (7.3)$$

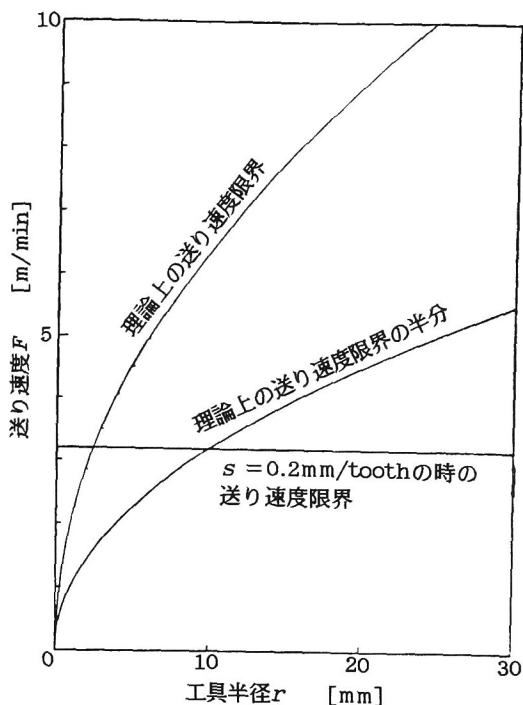
でなければならない。一方、工具寿命より許容される最大切削速度 V_o が存在するので、

$$V = 2\pi rn \leq V_o \quad ; \quad n \text{は主軸回転数} \quad (7.4)$$

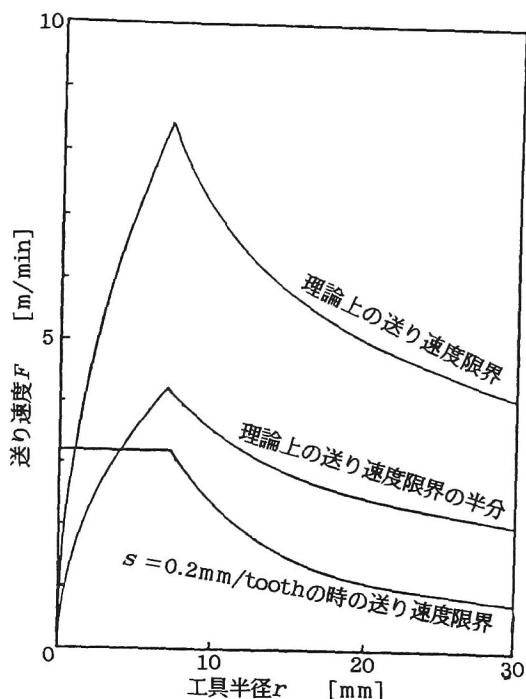
でなければならない。ただし、 V_o はアルミニウム被削材には特に制限はないが、鋼製の被削材に関しては、超硬工具で $V_o = 150\text{m/min}$ 、CBN工具で $V_o = 350\text{m/min}$ とする。仕上げ面あらさは一般的な値として、アルミニウム被削材で $R_o = 2 \mu\text{m}$ 、鋼製の被削材で $R_o = 5 \mu\text{m}$ と設定する。さらに、主軸の最高回転数を $N_o = 8000\text{rpm}$ とすると、式(7.3)、式(7.4)より決まる送り速度の限界と2枚刃エンドミルの半径との関係を図7.27に示す。理論的に幾何学的形状はこれで与えられるが、工具の振動による影響等も考慮して実際にはこれの半分位の送り速度が妥当と思われる。また、ボールエンドミルで鋼製被削材を切削する際は刃先の工具系を考慮して一刀当たりの送り s を $s = 0.2\text{mm/tooth}$ 程度にするようである。参考までに、これらの限界曲線も図7.27に示した。図7.25と図7.27を比較すると、アルミニウム被削材の超硬工具による加工の場合や鋼製被削材のCBN工具による加工の場合、運動精度によって送り速度が制約されているので半径減少補正によって送り速度を上げることが可能と思われる。

7.4.2 スティックモーション補正

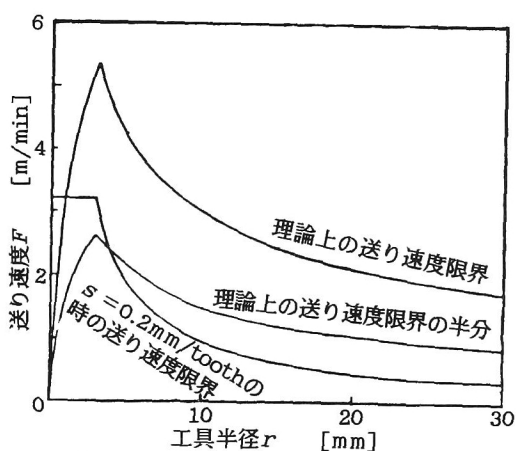
図7.28は図5.25と同じ運動条件で、スティックモーション補正を一部反転(50%)に設



(a) アルミ被削材の超硬工具による加工



(c) アルミ被削材のCBN工具による加工



(b) 鋼製被削材の超硬工具による加工

図7.27 被削材、主軸回転数、仕上面あらしなどによる加工条件

定して測定したエンコーダフィードバックから換算した位置とモータの出力トルクの結果を示す。図5.25と図7.28とを比較すると、モータの出力トルクの応答が早くなっていることがわかる。しかし、あまり大きな操作をするとショックで図7.28のエンコーダの動きに僅かに見られるようなくぼみを作ることになる。

図7.29にスティックモーション補正なしとスティックモーション補正ありのDBB測定の結果を示す。なお、スティックモーション補正ありの時には各送り速度に応じたバック

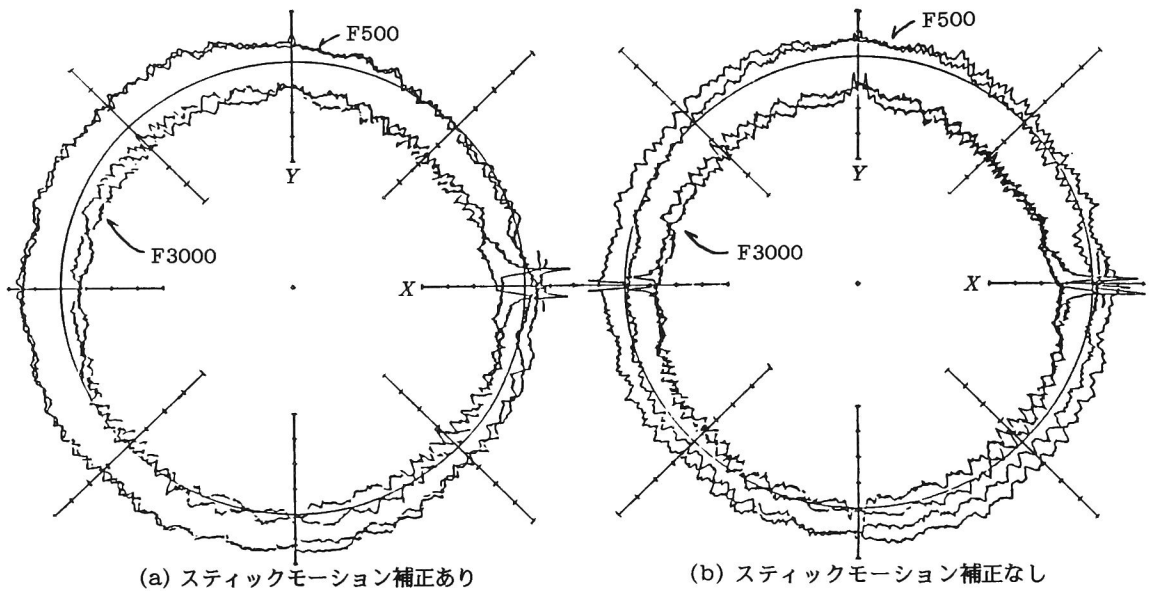


図7.29 DBB測定による運動誤差軌跡(半径150mm、1 div.; $5\mu\text{m}$)

ラッシュ補正を設定し、反転させる割合は50%に設定した。図より補正を行うことでボールねじ反転時(象限切換時)に生じていたスティックモーション現象は見られなくなったことがわかる。

しかし、このシ

ステムではボールねじ反転の指令から21.3ms経過後に電機子電流の指令を反転させているために、送り速度が非常に大きい場合には積分要素の値がボールねじ反転前の負荷に相当する値から既に変化していることも考えられる。従って、ボールねじ反転指令時の積分要素の値を記録しておき、実際にボールねじが反転する瞬間に先の値を参考に補正を行うほうがより安定した補正を期待できると思われる。

7.4.3 ロストモーション補正

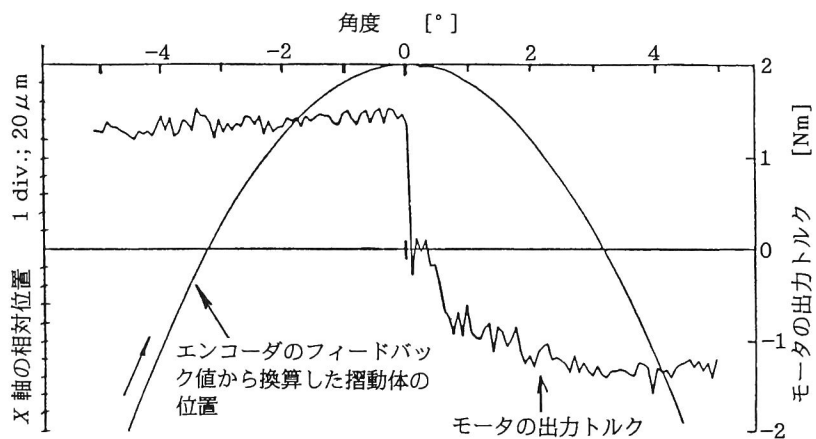


図7.28 機械Oでスティックモーション補正を設定したときのX⁻位置におけるモータの出力トルクとエンコーダフィードバックによる位置(送り速度500mm/min、半径150mm)

まず、電機子電流値が正しくロストモーション補正量に換算されることを確認した。 Y 軸方向に30mm直線補間で移動させた場合に測定された、 Y 軸方向のフィードバック位置、速度と出力トルクおよびフィルタの出力(ロストモーション補正量)を図7.30に示す。

出力トルクに比べてフィルタの出力はトルクで0.3Nm(ロストモーション補正量に換算すると $0.6\mu\text{m}$)大きくなっているが、これは電機子電流値から出力トルクを求める際にはサーボモータの静摩擦トルクとして0.3Nmを減じているのに対して、補正量への換算は電流値をそのまま用いているからである。それを除くとフィルタの出力は常に出力トルクどおり変化する。

出力トルクは停止後しばらくは変化するが、やがて一定値に安定する。例えば図5.28のF1000の場合は停止後0.2s後に安定した。種々の送り速度についても調べたところ、0.4s後には安定した。そこで、本実験ではロストモーション補正は停止後0.4s後に補正量を更新するように設定した。

次に円弧補間送りの運動方向反転時における、補正量の更新時期が適切かどうかを検討する。ロストモーション補正を働かせた場合の、円弧補間時の反転前後に測定した Y 軸のフィードバック位置と出力トルクを図7.31に示す。指令速度が0になると補正が働いて出力トルクが0に近づく。このときフィードバック位置はまだ反転位置に達していない

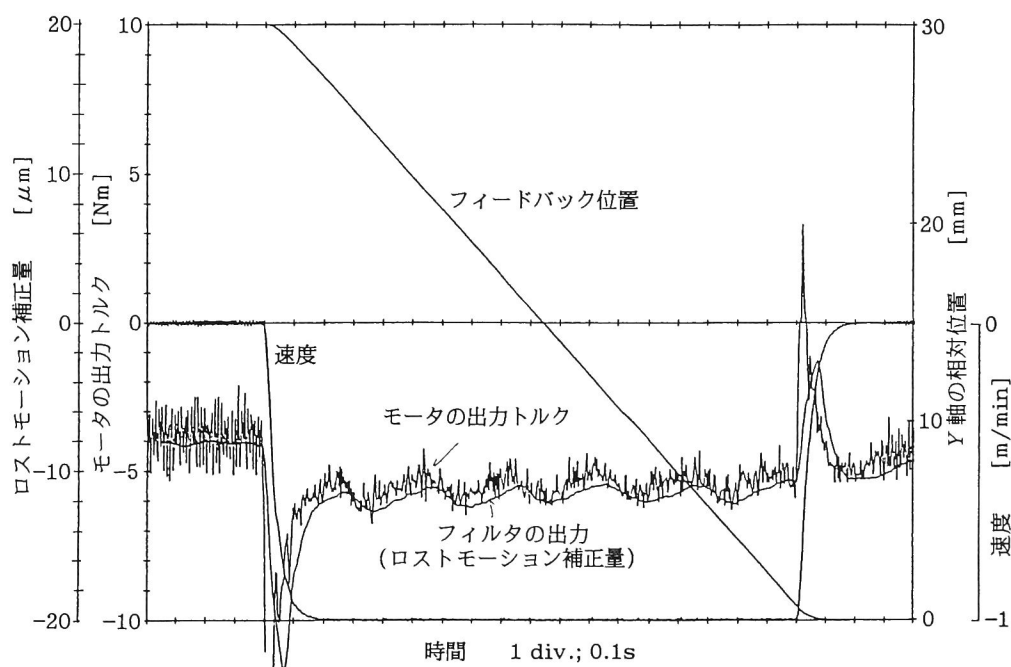


図7.30 直線補間時の出力トルクとロストモーション補正量の変化

が、達すると同時に逆向きのトルクが発生し、反転前後のロストモーション補正量の差に当たる距離(図7.31の場合は $20.15\mu\text{m}$)だけただちに移動することがわかる。このとき、出力トルクの反転は補正を働かせないと(例えば図5.26)に比べて急激になっている。

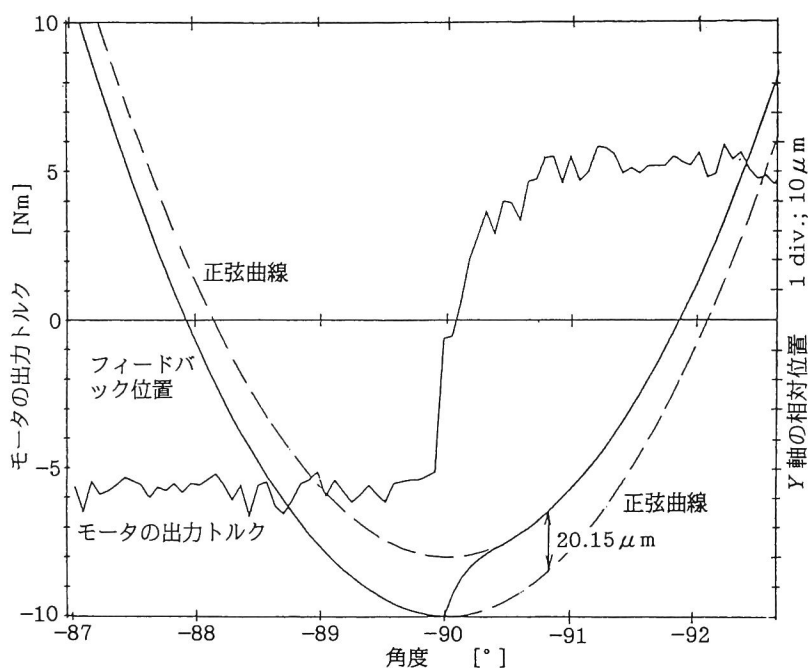


図7.31 ロストモーション補正を行った場合の円弧補間時のフィードバック位置と出力トルクの変化

以上でアルゴリズムは確認できたので、続いて補正の効果を確認した。各送り速度に対してロストモーション量を測定した結果を図7.32に示す。ただし、このときのロストモーション量は基準位置を行き過ぎた場合を負、行き足りない場合を正として表している。補正によりロストモーション量は平均的に0に近づき、送り速度によるばらつきも $8\mu\text{m}$ から $5\mu\text{m}$ に減少した。しかし、高速の直線補間においては補正量が過大であり、低速の円弧補間においては補正量が過小であった。この原因として以下のことが考えられる。まず、高速の直線補間では停止後出力トルクが安定するまでに必要な時間が長く、補正量を更新するタイミングの設定が不適切であったことが考えられる。円弧補間については、本章の補正アルゴリズムによれば、補間開始後1回目の反転時までは停止状態でのロストモーション補正量が保持され、これは一般に反転直前の値に比べて小さい。補正は反転前後の補正量の差を用いて行うので、1回目の反転時の補正量は適切な値よりも若干小さくなることが予想される。低速送りの場合、停止状態と反転直前の補正量の差が大きいので、この影響が大きいと考えられる。

送り速度 $F=101, 503, 3016\text{mm/min}$ で、補正なしとロストモーション補正ありの場合に測定されたDBB誤差軌跡をそれぞれ図7.33～図7.35に示す。ただし、 $F101$ の場合は、測定時間が長くなるのでCW方向のみを測定した。また比較のため、バックラッシュ

補正ありの場合に各送り速度について測定したDBB誤差軌跡を図7.36に示す。バックラッシュ補正量は図7.34(a)のF503・補正なしの場合を基準として、Y軸に20 μm を設定した。

バックラッシュ補正ありの場合は図7.36(b)に示すF503のときは完全に段差が取り除かれているが、同図(a)に示すF101のときは補正量が4.5 μm 過小で外向きの段差を生じ、同図(c)に示すF3016のときは2.5 μm 過大で内向きの段差を生じた。ロストモーション補正ありの場合、2回目以降の反転時に残存する段差は、図7.33(b)、図7.34(b)に示すF101、F503の場合にはバックラッシュ補正ありの場合と同じであったが、図7.35(b)に示すF3016の場合には補正

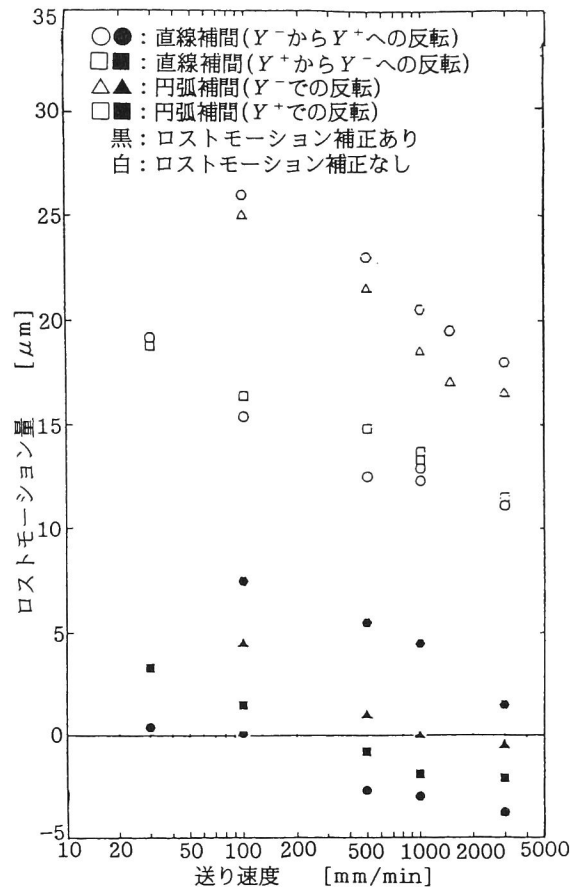


図7.32 ロストモーション補正の有無による各送り速度におけるロストモーション量の比較

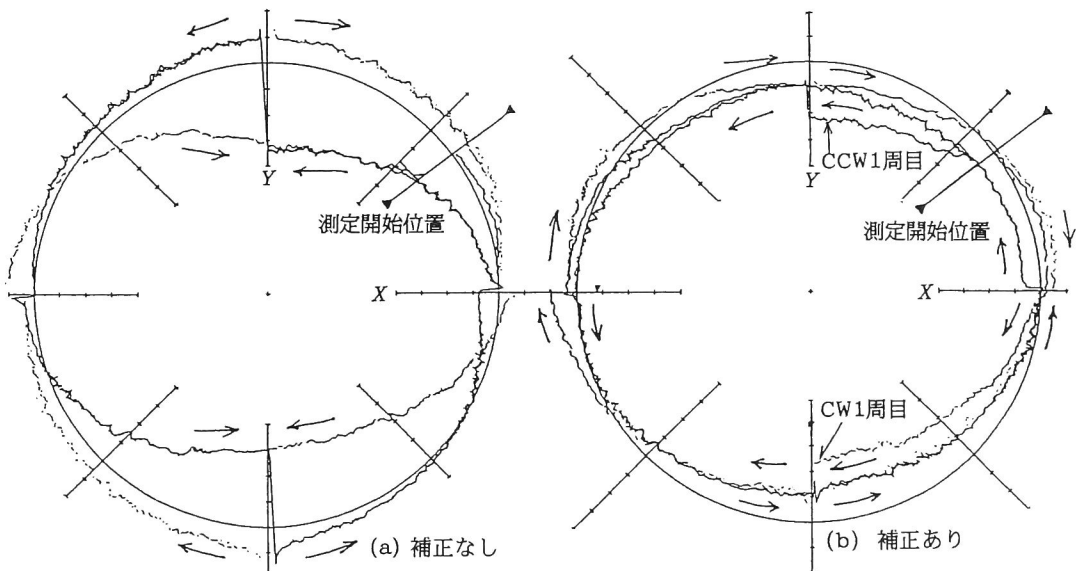


図7.34 ロストモーション補正の有無によるDBB測定の運動誤差軌跡の比較(F503, 1 div.; 5 μm)

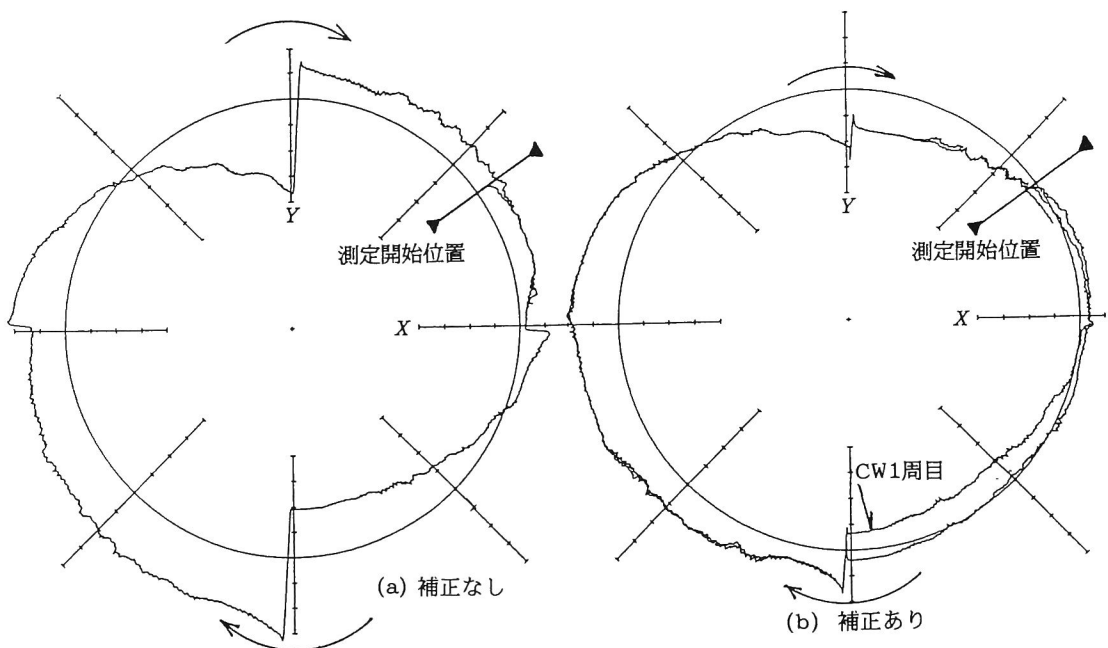


図7.33 ロストモーション補正の有無によるDBB測定の運動誤差軌跡の比較(F101, 1 div.; $5\mu\text{m}$)

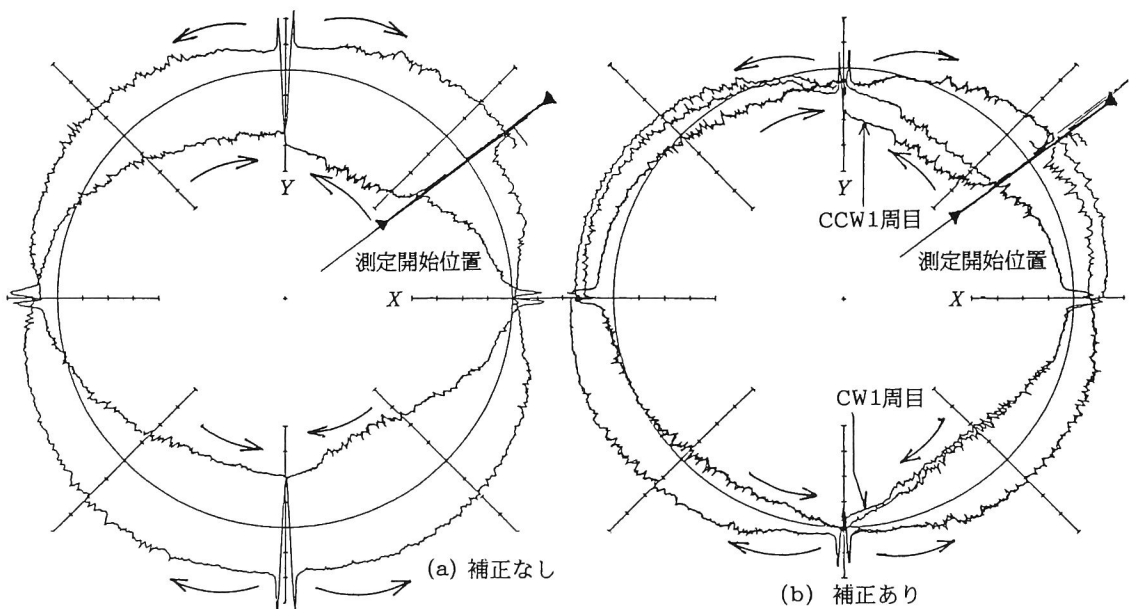


図7.35 ロストモーション補正の有無によるDBB測定の運動誤差軌跡の比較(F3016, 1 div.; $5\mu\text{m}$)

量が $0.5\mu\text{m}$ 過大となり、バックラッシュ補正よりも有効であった。

以上のDBB誤差軌跡では、バックラッシュ補正でもロストモーション補正でも、補正を働かせると象限切換時に内向きの突起を生じたが、これは図7.31と5.4.6項で求めたモデル(図5.37)によって説明できる。すなわち円弧補間送りの場合、ドループ $C_{\times} = F_{\times}/$

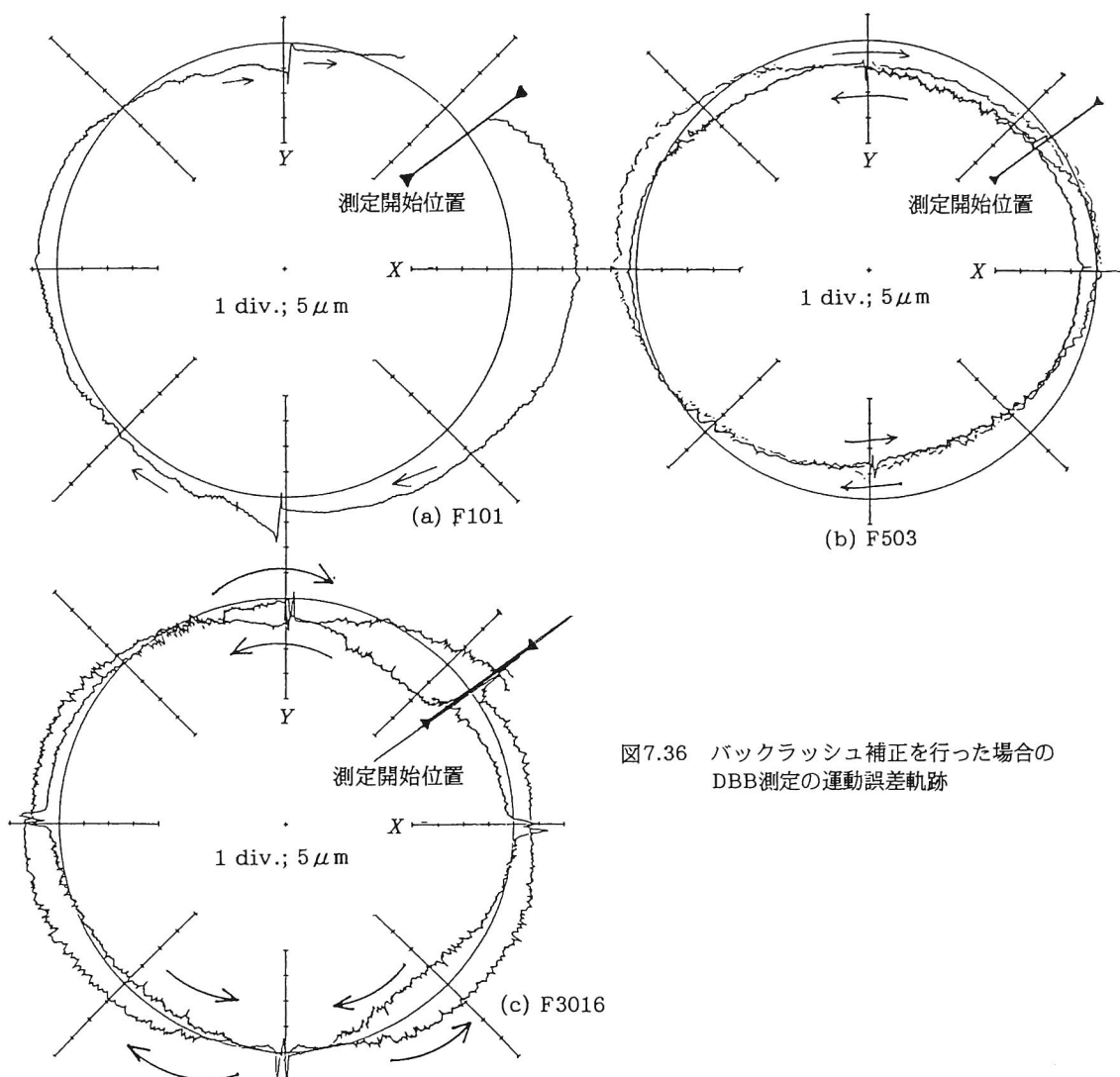


図7.36 バックラッシュ補正を行った場合のDBB測定の運動誤差軌跡

K_p , $C_v = F_y / K_p$ (ただし, F_x , F_y は X, Y 軸方向の速度成分) により実際の位置は指令位置に対して、半径 $R[\text{mm}]$ 、位置ループゲイン $K_p[\text{s}^{-1}]$ と送り速度 $F[\text{mm/min}]$ で定まる一定角度 $\Delta\theta = F / (RK_p)[\text{rad}]$ だけ遅れが生じる。指令速度 = 0 を検出すると補正量が指令位置に加わるが、図7.37に示すように、このとき実際の位置はまだ反転位置に達しないまま停止する。そして指数関数的に増大する補正量がロストモーション量に等しくなってから移動を再開する。このときの誤差を拡大すると内向き

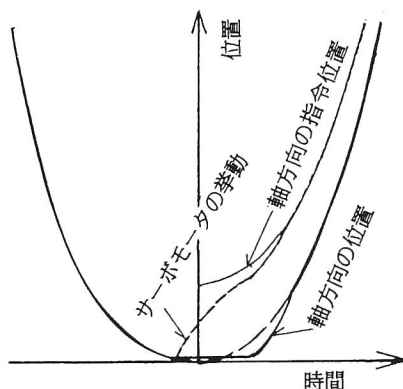


図7.37 ロストモーション補正を行った場合のモデル

の突起に続いて外向きの突起(スティックモーション)が生じることになる。これは K_p 、 F が大きいきとき顕著に現れる。

以上の実験結果から、本章で用いたロストモーション補正アルゴリズムの問題点として、以下のことが挙げられる。

- (i) 円弧補間時の補正量は各軸方向の1回目の反転時には適正な値よりも小さい。また、2回目以降の反転時にも、+方向と-方向で平均化した補正量を用いることになるため、方向によってロストモーション量が異なる場合には対応できない。
- (ii) 送り速度が反転前後で変わる場合、送り駆動系の弾性変形量も変わり、反転前の摺動抵抗から補正量を推定する現方式では対応できない。

厳密にはこれらの問題点を改善する必要があるが、いま使われているバックラッシュ補正と比べればかなりの進歩となるので、そこまでする必要はないと思われる。

7.4.4 直角度誤差・真直度誤差の補正

全ての補正をかけない初期状態において、電気マイクロメータで測定した X 軸送りに伴う Y 軸方向の動きを図7.38に示す。測定範囲右端から80mmのところにある突起は直角度規に存在する傷である。これより、300mmにつき約 $2\mu\text{m}$ の直角度誤差があることがわかる。

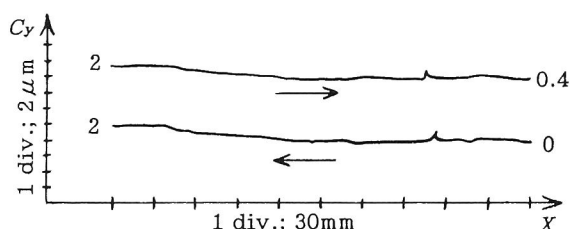


図7.38 X 軸送りに伴う Y 軸方向の動き
(初期状態：補正なし)

次に、図7.14(a)に示される直角度誤差補正のみを働かせた場合の結果を図7.39(a)に示し、ロストモーション補正と連動させた場合を図7.40(a)、 Y 軸方向の $20\mu\text{m}$ のバックラッシュ補正と連動させた場合を同図(b)に示す。直角度誤差補正のみでは $22\mu\text{m}$ のロストモーションを生じており、運動方向反転後の Y 軸方向の動きは、300mmにつき $36\mu\text{m}$ の設定に対して $8\mu\text{m}$ しか移動しなかった。ロストモーション補正と連動させると、ロストモーション量は $4.9\mu\text{m}$ に減少し、直角度誤差補正の効果は300mmにつき $26.5\mu\text{m}$ に向上した。また、バックラッシュ補正との連動によっても、それぞれ $6.5\mu\text{m}$ と300mmにつき $24.1\mu\text{m}$ に向上した。

さらに、図7.14(b)に示される真直度誤差補正のみを働かせた場合の結果を図7.39(b)に示し、ロストモーション補正と連動させた場合を図7.41(a)、バックラッシュ補正と連動させた場合を同図(b)に示す。真直度誤差補正のみでは $11.7\mu\text{m}$ のロストモーション量が生じ、補正の効果は最大 $30\mu\text{m}$ の設定に対し $15\mu\text{m}$ しか現れなかった。ロストモーシ

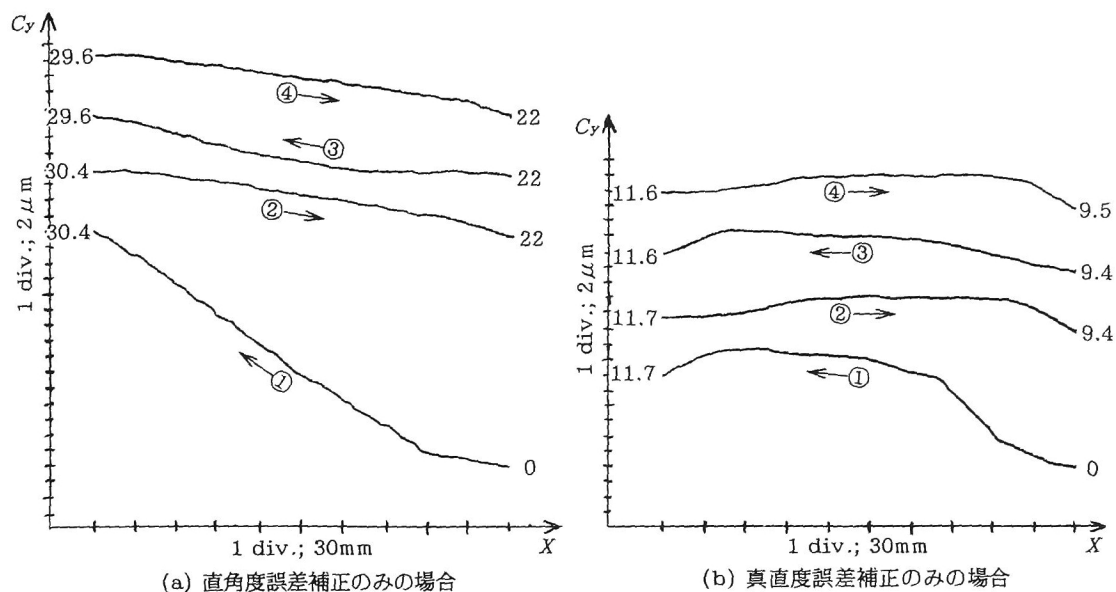


図7.39 X 軸送りに伴う Y 軸方向の動き

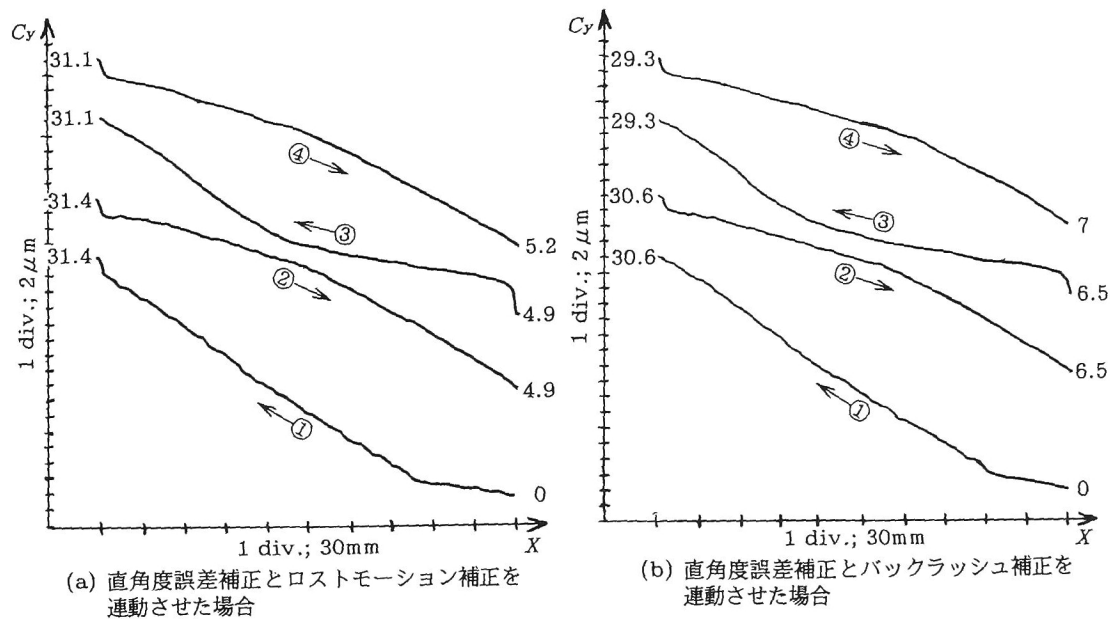


図7.40 X 軸送りに伴う Y 軸方向の動き

ヨン補正との連動により、ロストモーション量は $5.4\mu\text{m}$ に減少し、真直度誤差は最大 $18\mu\text{m}$ 現れた。また、バックラッシュ補正との連動によっても、それぞれ $7\mu\text{m}$ と最大 $20\mu\text{m}$ に向上した。

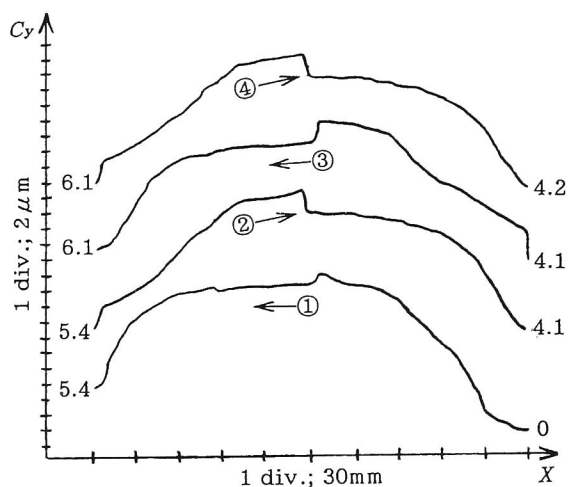
バックラッシュ補正量は図7.39(a)から $20\mu\text{m}$ と決定したが、ロストモーション補正では補正係数さえ設定しておけば運転状態に適切な補正量が加えられ、それが直角度誤差・真直度誤差補正の補正効果向上に与える影響は、バックラッシュ補正が与える影響を上回ることがわかった。

7.4.5 周期的誤差の補正

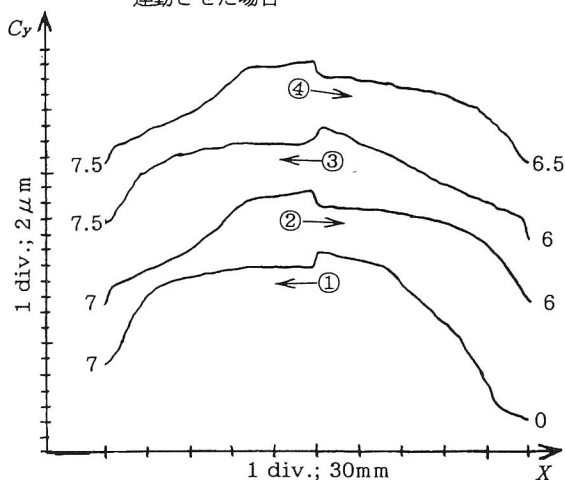
ピッチエラー補正を働かせてXY平面で X^+ 位置からCCW方向に円弧補間送りを行い、X軸、Y軸のフィードバック位置を測定して極座標表示したものと、同時にDBB測定した誤差軌跡とを重ねて図7.42に示す。このときもX軸に $1\mu\text{m}$ 、Y軸に $22\mu\text{m}$ のバックラッシュ補正を働かせた状態で測定した。また、図7.42には与えたピッチエラー補正の軌跡も示している。

図中のフィードバック位置から、与えたピッチエラー補正どおりにサーボモータが運動していることがわかる。しかし、DBB測定での誤差軌跡を図5.44と比較すると第1、第4象限では周期的誤差の振幅が $2.5\mu\text{m}$ から $1\mu\text{m}$ に減少したが、第2象限では逆に誤差の振幅を $1\mu\text{m}$ から $2.5\mu\text{m}$ に増加させるという結果になった。

5.4.7項で考察した周期的誤差の原因から検討すると、ギブの締まり具合いや案内面の平行度誤差により、摺動体の位置によって摺動抵抗が異なり、その結果、周期的誤差の大きさも変化するために、位置によって補正の効果に差が現れたと考えられる。この機械Pくらいの誤差しか存在しないと、補正の効果は疑問であるといえる。



(a) 真直度誤差補正とロストモーション補正を連動させた場合



(b) 真直度誤差補正とバックラッシュ補正を連動させた場合

図7.41 X軸送りに伴うY軸方向の動き

ピッチエラー補正では機械原点を基準として分割点毎に補正量を設定しなければならないが、そのデータを記録するバッファ容量に制限があるため、本実験のように分割数が多いと、 X 軸、 Y 軸とも機械原点に近い一部分にしか補正を加えることはできない。また、補正量も正弦波で与えるべきところを8点で分割し、8つの線分で近似しているため、近似による誤差が最大で振幅の7%生じる。このように現在用いられているピッチエラー補正を周期的誤差の補正

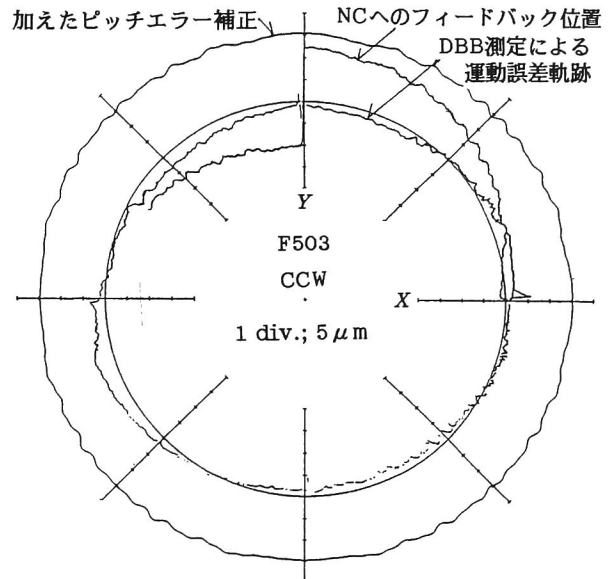


図7.42 周期的誤差の補正を行ったときの運動誤差軌跡とフィードバック位置

に転用するには問題が多い。したがって以下のような周期的誤差補正が望ましい。

機械原点における X 軸方向の周期的誤差の位相角 ϕ_x を0から1の間で設定し、片振幅 $\delta_x[\mu\text{m}]$ を設定する。そして式(7.1)によって計算される $C_x[\mu\text{m}]$ をNCのサンプリング時間毎に指令値に加える。ただし、この場合の $X[\text{mm}]$ は機械原点を基準とする機械座標を表す。 Y 軸についても同様である。

この方法によれば、各点に対して補正量を入力する必要がないので、NCの補正量を記録するバッファ容量に制限されず、全移動量に対して補正が行える。例えば、本項で行った補正は、 X 軸、 Y 軸ともに振幅 $0.5\mu\text{m}$ 、位相角 0.125 を設定すればよい。

この補正法は周期的誤差の補正にしか使えず、汎用性はないが、周期的誤差の原因と思われるボールねじのアライメントを機械的に改善するのは一般に困難であるので、NC補正の有用性はあるものと考えられる。

本研究では、この周期的誤差補正のNCへの組み込み、および有効性の検証は行っていないが考え方は同じだから、大きな誤差がある機械では効果を発揮するはずである。

7.5 結 論

高速・高精度加工で特に問題となる運動誤差、すなわち半径減少、スティックモーション、ロストモーション、および分解・調整・再組立等の機械的な改善に多大な人力と時間を要する直角度誤差・真直度誤差、周期的誤差についてのNC補正による補正法を検討

し、補正機能の確認実験を行った。その結果、NC補正を用いることにより高速送りの下でも、かなりの運動精度向上を実現できることがわかった。それらの主な内容は次のとおりである。

- (i) 制御系の遅れ要素の影響で生じる半径減少を、補間時に半径量に補正を加える方法について、図7.10に示したシステムで行ったシミュレーション結果と実機による実験結果はほぼ一致することから、図7.10で示したシステムで機械の応答の大まかなシミュレーションが可能と思われる。

また、図7.1に示した補正法で確認実験を行った結果、指令の継目付近で若干の誤差を生じるが、この量はシステム全体で見ると補正前の半径減少量に比べても1/5程度である。

さらに、加工条件について検討した結果、超硬工具によるアルミ被削材の加工やCBN工具による鋼製被削材の加工の際は現在では特に運動精度によって、円弧補間時の送り速度が制約されているので、同じ運動精度を設定した場合には半径減少補正を用いることで送り速度を数倍速くして、加工能率を上げることができると考えられる。

- (ii) スティックモーション補正の一方法として、実際にボールねじが反転するのとはほぼ同時に、速度ループ内の積分要素の符号を反転させることによって、モータの指令電流を負荷の変化とほぼ等価に変化させる方法を試みた結果、スティックモーションをかなり小さくできることがわかった。

- (iii) ロストモーション量は運動方向反転直前のサーボモータの出力トルクと直線的な関係があり、加減速度が一定で摩擦トルクの影響が小さければ、この直線の傾きは送り駆動系の静剛性によって決まるので、出力トルクからロストモーション量を推定できる。そこで、現在用いられているバックラッシュ補正を改良し、サーボモータのフィードバック電機子電流値により補正量を推定して、ロストモーションを補正するアルゴリズムを考案した。

さらに、実機に組込んでその確認実験を行ったところ、ロストモーション補正は考案したアルゴリズムどおりに、検出したサーボモータの出力トルクと設定した補正係数から適切な補正量を算出し、運動方向反転時に指令値に加えることが確認された。したがって適切な補正係数を与えれば、この補正によってロストモーション量を平均的に0に近づけ、また平均からのばらつきを減少することができるので、ロストモーション補正の効果はバックラッシュ補正以上である。

- (iv) 直角度誤差・真直度誤差補正の補正法に関して、ある軸の誤差成分がその軸の位置によって決まると仮定して、ある軸の位置に応じてその軸の持つ誤差成分の逆ベ

クトルを他の軸に対して加える方法について研究し、確認実験を行った結果、同時2軸補間の時はバックラッシュ補正・ロストモーション補正と連動しないシステムでも補正機能は働くが、静止している軸に補正を加える場合はロストモーションの量だけ機械は動かない。

バックラッシュ補正と連動するシステムで静止している軸に修正を加える場合、補正量の総量としては設定とおりに機能することが確認されたが、バックラッシュ補正が入る位置で1～1.5 μm 程度の誤差を生じた。さらに、ロストモーション補正を連動させると、補正効果を向上することが確認できた。その影響はバックラッシュ補正による影響を上回った。

- (v) ピッチエラー補正機能を用いて機械系に起因する周期的誤差の補正を試みた。位置によってその原因である弾性変形量が異なるので期待したほどの効果は得られなかったが、補正法の妥当性は検証できた。

第8章 結 言

本論文ではNC工作機械の運動精度について、誤差ベクトル法により機械の誤差の理論解析を行い、DBB測定装置及びDBB測定法を考案し、実機の誤差について解析を行った。さらにそれらの結果を用いてNC補正による機械の運動精度の改善について取り組んだ。それらを要約すると次のようになる。

- (1) NC工作機械のある時点での指令値(X, Y, Z)と真の座標系での実際の位置の差を誤差ベクトル $\vec{C}=(C_x, C_y, C_z)$ とし、伸縮式DBB装置を用いて機械に円弧補間運動をさせたときのバーの伸縮みを ΔR とすると、

$$\Delta R=(XC_x+YC_y+ZC_z)/R$$

という式が成り立ち、これによってDBB測定で得られた軌跡と位置の誤差とを結びつけることができる。

- (2) 試作した伸縮式DBB装置は高精度で、測定精度は全体的にみて $0.5\mu\text{m}$ が保証される。これを用いてNC工作機械に対して測定を行った運動誤差軌跡より、①各軌跡の真円度誤差、②CW方向2回の軌跡の間隔で決まる一方向再現性、③CW方向とCCW方向との軌跡の間隔で決まる双方向再現性、④軌跡の高次山成分の4種類の送り運動誤差の評価が迅速かつ正確に行えることがわかった。また、その結果はダイレクトテストによる加工形状誤差結果とよく一致した。

- (3) 工作機械や3次元座標測定機などの持つ系統誤差を数えあげ、並進誤差と回転誤差に分類し、それらを用いて誤差ベクトルの表現法として2通り示した。また、3次元座標測定機を対象に固定式DBB装置で測定を行い、誤差ベクトルと比較することで、誤差ベクトルによる機械の誤差の表現法が正しいことを検証した。

- (4) NC工作機械の構造が原因となる誤差を数え上げ、並進誤差と回転誤差に分類し、それらを誤差ベクトル法を用いてDBB測定の際の軌跡(軌跡パターン)で表した。次に、実際の機械においてDBB測定を行い、誤差ベクトルと軌跡パターンが正しいことを確認した。さらに、DBB測定によって今まで測定できなかった運動誤差が容易に測定できることがわかった。

- (5) NC工作機械の送り運動誤差のうちサーボ系が原因となる誤差について考察し、DBB測定を行った場合にどのような軌跡パターンとなって現れるかについて解析し、実際に

測定を行った結果と比較した。

- (i) 位置・速度検出器のサーボノイズが原因となる高次山成分は各軸の移動距離に関して周期性がある。またその大部分は送り速度が大きくなるとともに増大した。
- (ii) 位置ループゲインが各軸間で一致しない場合、機械は45°方向に楕円状の軌跡を描く。またこの誤差は送り速度に比例して増大する。
- (iii) 高速送りの円弧補間送りでは指令された半径より小さい円を描く。

(6) NC工作機械で高速・高精度加工を行う際、特に円弧補間送りの象限切換時に問題となるスティックモーション、ロストモーションや周期的誤差に関して、これらの原因をDBB法によって測定した摺動体の動きとNCの各種の内部データのフィードバック値とを比較し、またフィードバック電機子電流との関連を調べることによりこれらの誤差の生成機構を解明した。

- (i) ロストモーションの原因は、摺動抵抗による負荷抵抗が逆向きになるときに生じる送り駆動系の構成要素の弾性変形が、運動方向反転時に向きを変えるまで摺動体が駆動されず、その情報がセミクローズドループ制御方式の場合には制御系にフィードバックされないことである。ロストモーション量は運動方向反転直前のサーボモータの出力トルクと直線的な関係がある。この直線の傾きは送り駆動系の静剛性を表すものと考えられる。また、送り速度によって油膜の状態が変化し、負荷抵抗が変化するために、ロストモーション量が送り速度によって変化すると思われる。
- (ii) スティックモーション現象は運動方向反転時の位置制御系の応答遅れが原因である。
- (iii) 周期的誤差には制御系に起因するものと機械系に起因するものと2種類ある。

(7) 運動誤差がNC工作機械の運動精度に及ぼす影響について整理し、DBB測定を用いて測定して得られた運動誤差軌跡から、順を追ってそこに認められる軌跡パターンを抽出し、機械の構造を考慮しながら、運動誤差原因を診断する方法を考案した。そして約100台の各種NC工作機械を対象にDBB測定を行い、それによって得られる運動誤差軌跡からこの診断法を用いて軌跡パターンを抽出し、それをもとに機械の運動誤差原因診断を行ったところ、かなり明確に誤差原因が推定できた。

(8) 高速・高精度加工で特に問題となる運動誤差、すなわち半径減少、スティックモーション、ロストモーション、および分解・調整・再組立等の機械的な改善に多大な人力と時間を要する直角度誤差・真直度誤差、周期的誤差についてのNC補正による補正法を検討し、補正機能の確認実験を行った。その結果、NC補正を用いることにより高速送

りの下でも、かなりの運動精度向上を実現できることがわかった。

- (i) 制御系の遅れ要素の影響で生じる半径減少を、補間時に半径量に補正を加える方法について、シミュレーションおよび確認実験を行った結果、指令の継目付近で若干の誤差を生じるが、この量はシステム全体で見ると補正前の半径減少量に比べても1/5程度である。

さらに、加工条件について検討した結果、超硬工具によるアルミ被削材の加工やCBN工具による鋼製被削材の加工の際は現在では特に運動精度によって、円弧補間の送り速度が制約されているので、同じ運動精度を設定した場合には半径減少補正を用いることで送り速度を数倍速くして、加工能率を上げることができると思われる。

- (ii) スティックモーション補正の一方法として、実際にボールねじが反転するのとはほぼ同時に、速度ループ内の積分要素の符号を反転させることによって、モータの指令電流を負荷の変化とほぼ等価に変化させる方法を試みた結果、スティックモーションをかなり小さくできることがわかった。
- (iii) ロストモーション量は運動方向反転直前のサーボモータの出力トルクと直線的な関係があり、出力トルクからロストモーション量を推定できる。そこで、現在用いられているバックラッシュ補正を改良し、サーボモータのフィードバック電機子電流値により補正量を推定して、ロストモーションを補正するアルゴリズムを考案した。確認実験の結果、ロストモーション補正は考案したアルゴリズムどおりに動作することが確認された。この補正によってロストモーション量を平均的に0に近づけ、また平均からのばらつきを減少することができるので、ロストモーション補正の効果はバックラッシュ補正以上である。
- (iv) 直角度誤差・真直度誤差補正の補正法に関して、ある軸の誤差成分がその軸の位置によって決まると仮定して、ある軸の位置に応じてその軸の持つ誤差成分の逆ベクトルを他の軸に対して加える方法について研究し、確認実験を行った結果、同時2軸補間の時はバックラッシュ補正・ロストモーション補正と連動しないシステムでも補正機能は働くが、静止している軸に補正を加える場合はロストモーションの量だけ機械は動かない。しかしロストモーション補正を連動させると、補正効果を向上することが確認できた。その影響はバックラッシュ補正による影響を上回った。
- (v) ピッチエラー補正機能を用いて機械系に起因する周期的誤差の補正を試みた。位置によってその原因である弾性変形量が異なるので期待したほどの効果は得られなかったが、補正法の妥当性は検証できた。

謝 辞

本研究を遂行するにあたり懇篤なるご指導を賜った京都大学工学部教授 垣野義昭氏に深甚なる謝意を表します。

DBB測定装置の試作にあたって(株)東京精密の方々、なかでも技術研究所所長 亀井明敏氏から大変な御援助を賜ったことに対し、深甚の謝意を表します。また、本研究では多数の内部構造の明らかな工作機械について測定データを得るため、非常に多数の工作機械関連メーカーにおいてDBB測定をさせていただきました。工作機械関連メーカーの方々の御援助を賜わったことに対し深甚の謝意を表します。

NC補正の研究の際、アルゴリズムなどについて助言していただき、実際の装置を提供していただいた三菱電機(株)に深甚の謝意を表します。

京都大学工学部精密工学科製造工学研究室の卒業生の方々、特に共に研究を進めた岩本祐一氏(現・(株)小松製作所勤務)、中津善夫氏(現・日本たばこ産業(株)勤務)、篠原章翁氏(現・川崎製鉄(株)勤務)や、実験で御協力いただいた文部技官 山路伊和夫氏に、末筆ながら深甚の謝意を表します。

参 考 文 献

第1章

- 1) G. Schlesinger : Die Werkzeugmaschinen, Julius Springer, (1936).
- 2) F. Koenigsberger : Design Principles of Metal Cutting Machine Tools, Pergamon Press, (1964).

第2章

- 3) 横川ヒューレットパッカード : レーザ精密測定システム5526A.
- 4) 戸沢幸一, 佐藤壽芳, 大堀真敬, 駒崎正洋 : 工作機械の真直度と加工精度の関連に関する研究, 機論, 47, 419 (1981) 909.
- 5) 田中宏明, 佐藤壽芳, 関口久夫, 大堀真敬 : 逐次2点法真直度測定法の実用化に関する基礎研究, 機論, 47, 423 (1981) 1484.
- 6) 酒井保男ほか : 光学びびり測定器の研究, 精機学会秋季大会講演論文集(1980), 104.
- 7) Nikon : オートコリメータカタログ.
- 8) 和田尚 : 精密測定演習, 産業図書, (1973).
- 9) 田中宏明, 佐藤壽芳 : 逐次2点法真直度測定法の基本的な特性に関する研究, 機論, 48, 436 (1982) 1930.
- 10) 垣野義昭, 谷口博之, 安井誠, 上杉憲一 : 工作機械の直線運動精度の測定法に関する研究, 精密機械, 48, 2 (1982) 239.
- 11) J. B. Bryan : A simple method for testing measuring machines and machine tools (Part 1; Principle and applications), Precision Engineering, 4, 2 (April 1982) 61.
- 12) J. B. Bryan : A simple method for testing measuring machines and machine tools (Part 2; Construction and details), Precision Engineering, 4, 3 (July 1982) 125.
- 13) W. Knapp : Circular test for three-coordinate measuring machines and machine tools, Precision Engineering, 5, 3 (July 1983) 115.
- 14) W. Knapp : Test of the Three-Dimensional Uncertainty of Machine Tools and Measuring Machines and its Relation to the Machine Errors, Annals of the CIRP, 32, 1 (1983) 459.

- 15) W. Knapp, S. Hrovat : The Circular Test, S. Hrovat, (1987).
- 16) W. Knapp : Accuracy of Length Measurement and Positioning: Statistical Measurement and Contouring Mode, Annals of the CIRP, 37, 1 (1988) 511.
- 17) 小柳信介, 宮田十一, 後藤卓三, 垣野義昭 : 円周切削によるNC工作機械の精度検査, 精密工学会平成元年春季大会学術講演会講演論文集 (1989), 417.

第3章

- 18) A. Weckermann : Length measurement uncertainty of coordinate measuring machines, NELEX 82 : Metrological conference, (1982).
- 19) M. Burdekin, C. Voutsadopoulos : Computer aided volumetric calibration of coordinate measuring machines, NELEX 82 : Metrological conference, (1982).
- 20) C. D. Sinclair : The use of multiple regression in calibration of three axis measuring machines using calibration frames, NELEX 82 : Metrological conference, (1982).
- 21) K. Busch, H. Kunzmann, F Waeldele : Numerical error-correction of a coordinate measuring machine, Proceedings of Imeko TC.14 International Symposium on Metrology for Quality Control in Production, (1984), 278.
- 22) L. Nawara, M. Kowalski : Assessing the Metrological Properties of Measuring Heads for Multicoordinate Measuring Machine, Proceedings of Imeko TC.14 International Symposium on Metrology for Quality Control in Production, (1984), 294.
- 23) 小杉健一 : 3次元座標測定機の測定精度向上に関する基礎的研究, 京都大学工学部精密工学教室 修士論文, (1982).
- 24) 垣野義昭, 小杉健一, 東本暁美, 橋本勝正 : 3次元座標測定機の測定誤差の補正に関する研究, 昭和57年度精機学会秋季大会学術講演会講演論文集, (1982) 725.
- 25) K. F. Poulter : The NPL optical space frame, Annals of the CIRP, 32, 1 (1983) 469.
- 26) M. C. Hutley : The verification of three coordinate measuring machine at NPL, NELEX 82 : Metrological conference, (1982).
- 27) R.Schultschik : The Components of Volumetric Accuracy, Annals of

the CIRP, 25, 1 (1977) 223.

- 28) R.Hocken, J. A. Simpson, B. Borchart, J. Lazar, C. Reeve, P. Stein : Three Dimensional Metrology, Annals of the CIRP, 26, 2 (1977) 403.
- 29) CIRP STC "Me" Working Party on 3DU : A proposal for defining and specifying the dimensional uncertainty of multi-axis measuring machine, Annals of the CIRP, 27, 2 (1978) 623.
- 30) Coordinate Measuring Machine Manufacturers Association : "CMM" accuracy specification for coordinate measuring machine.
- 31) Performance evaluation of coordinate measuring machine, Precision Engineering, 5, 3 (July 1983) 125.
- 32) R. Stewart : A user's experience of a variety of CMMs, NELEX 82 : Metrological conference, (1982).
- 33) 古川勇二 : 工作機械のダイナミクス(10)～(13), 機械の研究, 30, 11 (1978)～31, 2 (1979).
- 34) 垣野義昭, 谷口博之, 安井誠, 上杉憲一 : 工作機械の直線運動誤差の測定法に関する研究, 精密機械, 28, 2 (1982) 239.

第4章

- 35) 稲村豊四郎, 安井武, 御沢俊明, 渡辺昌一, 吉田博幸 : 幾何的誤差のモデルを利用したマシニングセンタの精度検査, 精密機械, 51, 5 (1985) 1060.
- 36) たとえば, 加藤仁, 松林恒雄, 山口勝美 : 工作機械案内面の摺動特定について－(第1報)スティックスリップ現象における静摩擦特性, 機論, 35, 273 (1969) 1138 および(第2報)スティックスリップ現象における動摩擦特性, 機論, 35, 273 (1969) 1147.
- 37) 松原十三生 : 工作機械送り機構の動特性に関する研究, 京都大学学位論文(1971).
- 38) 垣野義昭 : ボールねじ送り駆動機構における熱変形対策としての予張力方式の有効範囲に関する研究, 精密工学会総合生産システム専門委員会昭和62年度活動報告書, (1988) 81.

第5章

- 39) たとえば, 三菱電機(株) : 三菱数値制御装置MELDAS-83A, 84A, 85取扱説明書, あるいは三菱電機(株) : 三菱数値制御装置MELDAS-5100仕様書, TS4-042D, (1975) 87.

- 40) A. N. Poo et al. : Dynamic Errors in Type I Contouring Systems, IEEE Transaction on Industry Application, IA-8, 4 (1972).
- 41) M. Weck : Handbook of Machine Tools; Vol.3 Automation and Controls, John Wiley & Sons. Chichester, (1984) 223.
- 42) 前田豊, 梨木政行 : 高精密完全デジタルサーボシステムの開発, 精密工学会誌, 54, 6 (1988) 1057.
- 43) 杉本英彦ほか : 全デジタル・ソフトウェアACサーボ, 三菱電機技報, 58, 12 (1984) 856.
- 44) 垣野義昭, 黎子椰, 八木史也, 東本暁美 : ボールねじ送り駆動系の静変形に関する研究ーロストモーションの生成機構ー, 精密工学会誌, 56, 9 (1990) 1653.

第6章

- 45) H. Kunzmann, F. Waeldele : On Testing Coordinate Measuring Machines (CMM) with Kinematic Reference Standards (KRS), Annals of the CIRP, 32, 1 (1983) 465.
- 46) Werner Lotze : Circle Form Test for Testing of Coordinate Measuring Machines and Machine Tools, Proceedings of the International Symposium on Metrology for Quality Control in Production Tokyo, (1984) 283.

第7章

- 47) 二見茂, 加来靖彦, 山本陽一 : 2軸スライド機構におけるクーロン摩擦力に起因する真円形状誤差の一改善法, 昭和61年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集, (1986) 715.
- 48) 二見茂 : 機構振動を考慮した位置制御系のPIとI-P速度制御の比較, 精密工学会誌, 54, 8 (1988) 1469.
- 49) 三菱電機(株), 三菱数値制御装置 MELDAS 330HM/335M 取扱説明書.

